

**UNIVERSIDAD CARLOS III DE MADRID**  
**ESCUELA POLITÉCNICA SUPERIOR**



**Departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos**

**MODELIZACIÓN DE UN GENERADOR  
UTILIZANDO TECNOLOGÍA DE  
MEMBRANAS**

**PROYECTO FIN DE CARRERA**

**AUTOR: SERGIO MONTOYA PÉREZ**

**TUTORA: MARÍA DEL CARMEN VENEGAS BERNAL**

Marzo, 2015

**PROYECTO FIN DE CARRERA**

# **MODELIZACIÓN DE UN GENERADOR UTILIZANDO TECNOLOGÍA DE MEMBRANAS**

Por

Sergio Montoya Pérez

Presentado en la

ESCUELA POLITÉCNICA SUPERIOR

de la

UNIVERSIDAD CARLOS III DE MADRID

Para la obtención de la

TITULACIÓN EN INGENIERÍA INDUSTRIAL

con la especialidad de

TECNOLOGÍAS ENERGÉTICAS

Tutora de Proyecto Fin de Carrera

Dña. María del Carmen Venegas Bernal

Madrid, 16 Marzo 2015

# **MODELIZACIÓN DE UN GENERADOR UTILIZANDO TECNOLOGIA DE MEMBRANAS**

Por

Sergio Montoya Pérez

Tutora de Proyecto Fin de Carrera

Dña. María del Carmen Venegas Bernal

TRIBUNAL CALIFICADOR

Presidente

David Fernández Fernández

Secretario

Juan Norverto Moriñigo

Vocal

José Ramón Martín Solís

Madrid, 16 Marzo 2015

PROYECTO FIN DE CARRERA

## AGRADECIMIENTOS

Este proyecto fin de carrera representa la culminación de mis estudios a lo largo de toda mi vida, no solo universitarios, y he de agradecer las oportunidades que me han brindado mis padres María Ángeles e Isidro, para poder estudiar en todo momento lo que de verdad me apasiona y que no me falte ningún medio para alcanzar mis metas.

A todos mis amigos y amigas, los cuales se han hecho muy importantes en mi desarrollo como persona gracias a todas las vivencias compartidas con ellos fuera y dentro de la Universidad. Esa familia que elegimos que en ocasiones es más importante de lo que pueda parecer para no desanimarse y seguir siempre dando lo máximo.

A la Universidad Carlos III de Madrid por concederme la posibilidad de aprovechar tanto sus recursos materiales, como a todos los profesores que han aportado de forma constante conocimientos para hacer lo que hoy me capacita para poder afrontar una prometedora vida tanto personal como profesional con plena responsabilidad.

Finalmente, pero no por ello menos importante, a María Carmen Venegas, tutora de este nuestro proyecto, por su constante ayuda y disposición con esa actitud que hace mucho más llevaderos aquellos momentos en los que las dificultades del proyecto te hacen perder las fuerzas.

SERGIO MONTOYA  
16 de Marzo de 2015

## ÍNDICE

<b>RESUMEN.....</b>	<b>5</b>
<b>ABSTRACT .....</b>	<b>6</b>
<b>ÍNDICE DE FIGURAS.....</b>	<b>7</b>
<b>ÍNDICE DE TABLAS .....</b>	<b>9</b>
<b>1. INTRODUCCIÓN.....</b>	<b>10</b>
1.1 INTRODUCCIÓN .....	11
1.2 OBJETIVOS .....	16
1.3 DESARROLLO Y FASES DEL PROYECTO.....	17
1.4 DIAGRAMA DE GANTT DEL PROYECTO .....	18
<b>2. MÁQUINA DE ABSORCIÓN.....</b>	<b>19</b>
2.1 MÁQUINA DE ABSORCIÓN .....	20
2.2 MÁQUINAS DE SIMPLE Y DOBLE EFECTO .....	22
2.3 REFRIGERANTES .....	26
2.3.1 TECNOLOGÍA DEL AMONÍACO-AGUA .....	26
2.3.2 TECNOLOGÍA DEL AGUA-BROMURO DE LITIO .....	28
2.3.3 DIAGRAMAS .....	30
2.4 PARTES DE UNA MÁQUINA DE ABSORCIÓN .....	34
2.4.1 GENERADOR.....	34
2.4.2 ABSORBEDOR.....	36
2.4.3 CONDENSADOR .....	38
2.4.4 EVAPORADOR .....	39
2.4.5 VÁLVULA DE ESTRANGULAMIENTO .....	40
2.4.6 VÁLVULA DE EXPANSIÓN .....	40
2.4.7 BOMBA DE DISOLUCIÓN.....	40
2.4.8 RECUPERADOR DE CALOR .....	40
<b>3. GENERADOR.....</b>	<b>43</b>
3.1 GENERADORES DE CALENTAMIENTO DIRECTO .....	44
3.2 GENERADORES DE CALENTAMIENTO INDIRECTO .....	44
3.2.1 INTERCAMBIADOR CARCASA Y TUBOS.....	44
3.2.2 INTERCAMBIADOR DE PLACAS.....	47
3.2.3 TIPOS DE INSTALACIÓN SEGÚN LA ENERGÍA DE ENTRADA AL GENERADOR .....	50
3.3 ESTUDIOS PREVIOS UTILIZANDO MEMBRANAS EN EL GENERADOR.....	52
<b>4. USO DE MEMBRANAS .....</b>	<b>55</b>
4.1 INTRODUCCIÓN DE LAS MEMBRANAS AL GENERADOR DE LAS MÁQUINAS DE ABSORCIÓN.....	56
4.2 CARACTERÍSTICAS DE LA MEMBRANA .....	59
4.2.1 GROSOR DE LA MEMBRANA .....	59
4.2.2 POROSIDAD DE LA MEMBRANA .....	60
4.2.3 TORTUOSIDAD DE LA MEMBRANA .....	60

4.2.4	TAMAÑO DE PORO .....	61
4.2.5	CONDUCTIVIDAD TÉRMICA .....	61
<b>4.3</b>	<b>TIPOS DE MATERIALES PARA LAS MEMBRANAS.....</b>	<b>62</b>
4.3.1	POLIPROPILENO.....	62
4.3.2	POLIFLUORURO DE VINILIDENO .....	65
4.3.3	POLITETRAFLUOROETILENO .....	67
<b>4.4</b>	<b>EJEMPLOS DE MEMBRANAS COMERCIALES ADECUADAS.....</b>	<b>70</b>
<b>5.</b>	<b>MODELO MATEMÁTICO .....</b>	<b>79</b>
<b>5.1</b>	<b>INTRODUCCIÓN .....</b>	<b>80</b>
<b>5.2</b>	<b>MODELO MATEMÁTICO DE GENERADOR DE PLACAS CON MEMBRANA .....</b>	<b>82</b>
5.2.1	TRANSFERENCIA DE CALOR.....	83
5.2.2	TRANSFERENCIA DE MASA .....	95
<b>6.</b>	<b>SIMULACIÓN .....</b>	<b>99</b>
<b>6.1</b>	<b>SIMULACIÓN .....</b>	<b>100</b>
<b>6.2</b>	<b>SOFTWARE DE PROGRAMACIÓN.....</b>	<b>100</b>
<b>6.3</b>	<b>IMPLEMENTACIÓN .....</b>	<b>101</b>
<b>6.4</b>	<b>DATOS DE ENTRADA .....</b>	<b>106</b>
<b>6.5</b>	<b>CASOS DE ESTUDIO .....</b>	<b>107</b>
<b>6.6</b>	<b>COMENTARIOS SOBRE EL TIEMPO DE EJECUCIÓN .....</b>	<b>110</b>
<b>7.</b>	<b>PRESENTACIÓN Y ANÁLISIS DE RESULTADOS .....</b>	<b>112</b>
<b>7.1</b>	<b>INTRODUCCIÓN .....</b>	<b>113</b>
7.1.1	CASO STANDARD .....	113
7.1.2	CASO A .....	120
7.1.3	CASO B .....	121
7.1.4	CASO C .....	122
7.1.5	CASO D .....	123
7.1.6	CASO E .....	124
7.1.7	CASO F .....	126
7.1.8	CASO G .....	127
7.1.9	CASO H .....	128
7.1.10	CASO I .....	130
7.1.11	CASO J.....	131
<b>8.</b>	<b>PRESUPUESTO .....</b>	<b>133</b>
<b>8.1</b>	<b>TAREAS .....</b>	<b>134</b>
<b>8.2</b>	<b>COSTES .....</b>	<b>135</b>
8.2.1	PERSONAL .....	135
8.2.2	MATERIAL, LICENCIA Y COSTES INDIRECTOS .....	136
8.2.3	RESUMEN.....	137
8.2.4	COSTES TOTALES.....	137
<b>9.</b>	<b>CONCLUSIONES Y TRABAJOS FUTUROS .....</b>	<b>138</b>
<b>9.1</b>	<b>CONCLUSIONES .....</b>	<b>139</b>
<b>9.2</b>	<b>TRABAJOS FUTUROS .....</b>	<b>141</b>



<u>10.</u>	<u><b>BIBLIOGRAFIA.....</b></u>	<u><b>142</b></u>
<u>11.</u>	<u><b>ANEXO.....</b></u>	<u><b>146</b></u>
11.1	<b>CÓDIGO MATLAB MODELIZACIÓN GENERADOR DE MÁQUINA DE ABSORCIÓN ACTUANDO EN COFLUJO MEDIANTE EL USO DE MEMBRANA EN EL GENERADOR .....</b>	<b>147</b>

## RESUMEN

En este proyecto se desarrolla una modelización matemática con la consecución de la predicción del comportamiento de un generador en máquinas de refrigeración por absorción utilizando tecnología de membranas. Uno de los principales problemas de este tipo de ciclos implementado en máquinas consiste en la necesidad de abarcar grandes superficies para que se dé una transferencia de calor destacable, viendo de esta forma mermada su competencia con máquinas de refrigeración por compresión. La incursión del uso de membranas en el generador puede permitir una reducción drástica del tamaño de estas máquinas, haciéndolas así aptas para la refrigeración a pequeña escala y convirtiéndolas en un modelo notablemente competitivo.

Palabras Clave: refrigeración, máquina de absorción, membranas, transferencia de calor, transferencia de masa, generador.



## ABSTRACT

In this project a mathematical model is developed and the prediction of the generator behaviour in absorption refrigeration machines has been achieved. One of the main problems that this kind of cycles presents when it is implemented in machines consists on the necessity to cover big sizes to obtain significant heat transfers results, being reduced his competition respect to refrigeration compression machines. The inclusion of membranes to be used in the generator provides a drastic reduction of these machines' size, making them capable for small scale refrigeration and making them a prominent competitive model.

Key Words: refrigeration, absorption machine, membrane, heat transfer, mass transfer, generator.

## ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1.1 Evolución de las emisiones de GEI en España (Mte CO <sub>2</sub> ). .....	12
Figura 1.2 Evolución de la demanda de refrigeración .....	13
Figura 1.3 Diagrama de Gantt .....	18
Figura 2.1 Ciclo de absorción ilustrativo de una máquina de absorción. ....	20
Figura 2.2 Funcionamiento de una máquina de absorción simple efecto.....	22
Figura 2.3 Configuraciones de funcionamiento de una máquina de doble efecto.....	23
Figura 2.4 Máquina de absorción doble efecto con flujo paralelo. ....	23
Figura 2.5 Máquina de absorción doble efecto con flujo serie.....	24
Figura 2.6 Máquina de absorción doble efecto con flujo invertido. ....	24
Figura 2.7 Evolución de las máquinas de absorción a lo largo del tiempo. ....	25
Figura 2.8 Ciclo de absorción para el par de fluidos amoníaco-agua.....	27
Figura 2.9 Rectificador de una máquina de absorción .....	27
Figura 2.10 Funcionamiento de un rectificador.....	28
Figura 2.11 Máquina de absorción agua-LiBr. ....	29
Figura 2.12 Diagrama de Dühring de las disoluciones LiBr-H <sub>2</sub> O.....	31
Figura 2.13 Diagrama de Merkel de las disoluciones LiBr-H <sub>2</sub> O. ....	32
Figura 2.14 Calor específico en función de la concentración.....	33
Figura 2.15 Densidad de las disoluciones acuosas de bromuro de litio. ....	33
Figura 2.16 Ciclo de refrigeración por absorción para el par de fluido agua-LiBr. ....	34
Figura 2.17 Generador de una máquina de absorción. ....	35
Figura 2.18 Funcionamiento de un generador. ....	35
Figura 2.19 Funcionamiento de un absorbedor. ....	37
Figura 2.20 Funcionamiento de un absorbedor. ....	37
Figura 2.21 Funcionamiento de un condensador.....	38
Figura 2.22 Funcionamiento de un evaporador.....	39
Figura 2.23 Funcionamiento del recuperador de calor .....	41
Figura 2.24 Ciclo de absorción en una máquina de absorción unicarcasa.....	42
Figura 2.25 Máquina de absorción de doble carcasa.....	42
Figura 3.1 Los tres tipos de intercambiador de placas en el correspondiente orden en que han sido citados (de izquierda a derecha).....	48
Figura 3.2 Ciclo de absorción alimentado por cogeneración de motores de combustión. ..	50
Figura 3.3 Ciclo de absorción alimentado por cogeneración de turbina de gas. ....	51
Figura 3.4 Ciclo de absorción alimentado por energía solar. ....	51
Figura 4.1 Proceso de desorción en el generador. ....	57
Figura 4.2 Resistencias a la transferencia de masa en el proceso de destilación por membrana. ....	60
Figura 4.3 Tamaño de poro de la membrana seleccionada, entre otros parámetros.....	71
Figura 4.4 Presupuesto para la membrana ACCUREL® PP 1E HF-0812.....	72
Figura 4.5 Hoja de características de la membrana ACCUREL® PP 1E HF-0812.....	73
Figura 4.6 Tamaño de poro, porosidad y espesor de la membrana seleccionada, entre otros parámetros. ....	74
Figura 4.7 Número de pedido para el diámetro y tamaño de poro seleccionados. ....	74

Figura 4.8 Número de pedido para el tamaño de poro seleccionado, entre otros parámetros. ....	75
Figura 4.9 Hoja de características de la membrana ANOW® MLT04504750N. ....	76
Figura 4.10 Presupuesto para la membrana ANOW® MLT04504750N. ....	77
Figura 4.11 Presupuesto para la membrana NOVAMEN. ....	78
Figura 5.1 Proceso de transferencia de calor a través del desorbedor-condensador. ....	81
Figura 5.2 Proceso de transferencia de calor y masa a través del desorbedor. ....	81
Figura 5.3 Representación en detalle del volumen de control. ....	83
Figura 5.4 Diagrama P-h (presión-entalpía) del agua. ....	86
Figura 5.5 Evolución de las temperaturas y presiones de refrigerante y solución a través del generador. ....	95
Figura 6.1 Variación del tiempo de ejecución del código en función del número de volúmenes de control realizados. ....	111
Figura 7.1 Variación de la fracción másica de LiBr en la solución en función de la longitud del generador. ....	114
Figura 7.2 Variación de las temperaturas características del modelo en función de la longitud del generador. ....	115
Figura 7.3 Variación de la diferencia de presión entre ambos lados de la membrana en función de la longitud del generador. ....	116
Figura 7.4 Variación del coeficiente global de transferencia de masa en función de la longitud del generador. ....	117
Figura 7.5 Variación de los flujos másicos de refrigerante y solución en función de la longitud del generador. ....	118
Figura 7.6 Influencia del diámetro de poro en la variación de la concentración de LiBr en la solución. ....	120
Figura 7.7 Influencia del espesor de la membrana en la variación de la concentración de LiBr en la solución. ....	121
Figura 7.8 Influencia de la porosidad de la membrana en la variación de la concentración de LiBr en la solución. ....	122
Figura 7.9 Influencia del material de la membrana en la variación de la concentración de LiBr en la solución. ....	123
Figura 7.10 Influencia de la anchura del canal en la variación de la concentración de LiBr en la solución. ....	125
Figura 7.11 Influencia de la temperatura de entrada de agua de calentamiento en la variación de la concentración de LiBr en la solución. ....	126
Figura 7.12 Influencia de temperatura de entrada la solución en la variación de la concentración de LiBr en la solución. ....	128
Figura 7.13 Influencia del flujo másico de agua de calentamiento en la variación de la concentración de LiBr en la solución. ....	129
Figura 7.14 Influencia del flujo másico de la solución en la variación de la concentración de LiBr en la solución. ....	130
Figura 7.15 Influencia de la concentración inicial de la solución en la variación de la concentración de LiBr en la solución. ....	131

## ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 4.1 Propiedades del polipropileno. ....	64
Tabla 4.2 Propiedades del polivinilideno.....	66
Tabla 4.3 Propiedades del politetrafluoroetileno. Fuente: <a href="http://www.elaplas.es">www.elaplas.es</a> (2014).....	69
Tabla 6.1 Parámetros geométricos constantes en el cálculo (m).....	101
Tabla 6.2 Parámetros termodinámicos constantes en el cálculo (m).....	101
Tabla 6.3 Parámetros variables en el cálculo .....	102
Tabla 6.4 Datos caso STANDARD de los parámetros geométricos del generador .....	106
Tabla 6.5 Datos caso STANDARD de los parámetros termodinámicos constantes en el cálculo.....	107
Tabla 6.6 Datos caso STANDARD de los parámetros variables en el cálculo .....	107
Tabla 8.1 Tiempo abarcado para las diferentes tareas del proyecto .....	134
Tabla 8.2 Salario de trabajadores .....	135
Tabla 8.3 Información de horas y costes salariales en función de tarea y responsable.....	136
Tabla 8.4 Resumen de costes.....	137
Tabla 8.5 Costes totales .....	137



# 1. INTRODUCCIÓN

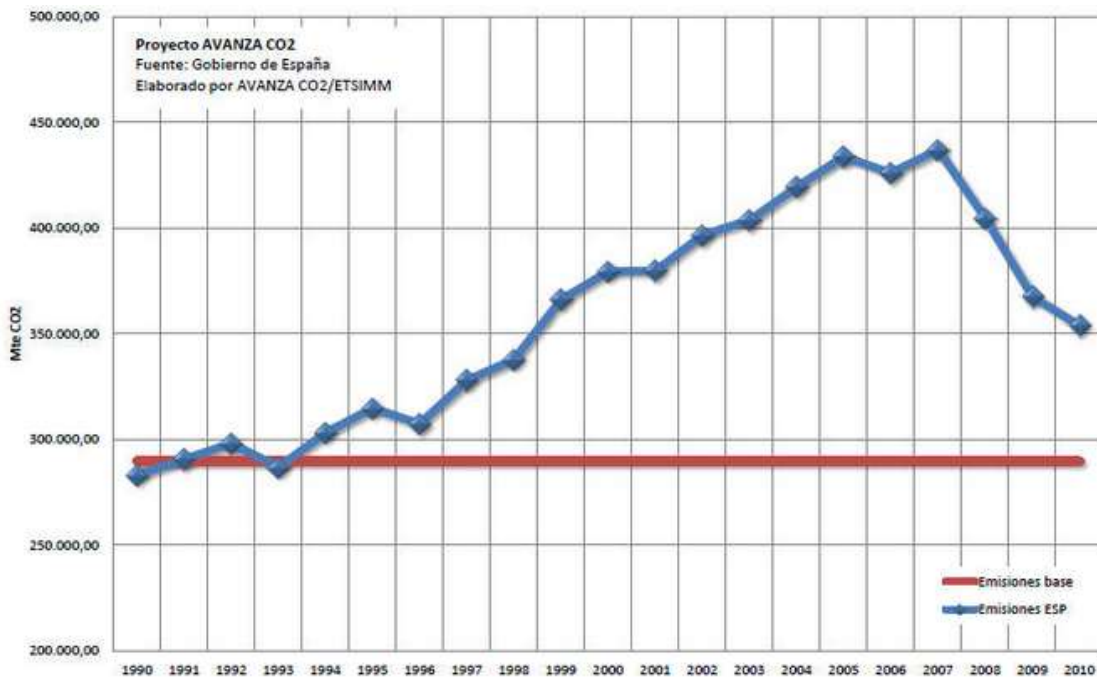
## 1.1 INTRODUCCIÓN

El cada vez más acelerado desarrollo tecnológico unido a las crecientes necesidades de la población mundial ha conducido a un desenfrenado uso de los recursos energéticos. Este hecho choca con la inquietud y la preocupación por el medio ambiente que ha ido creciendo de manera continuada en los últimos años. En este marco, destaca el conocido desarrollo tecnológico sostenible. *Entiéndase por este concepto asociado al aumento del bienestar individual y colectivo, como el proceso para alcanzar un equilibrio de las tecnologías con su entorno que permita la sustitución de los recursos naturales por artificiales sin afectar la renovación.* Este proceso persigue un cambio en el panorama ambiental relacionado con la tecnología mediante esfuerzos importantes, pero sin rehusar del uso mínimo de combustibles fósiles para la producción de energía.

Los combustibles fósiles son utilizados para producir energía térmica y eléctrica. La combustión, la extracción, la elaboración y el transporte de estos combustibles fósiles tienen una consecuencia directa y significativa en el efecto invernadero. *Entiéndase por este, el efecto que realizan ciertos gases naturales (vapor de agua, dióxido de carbono, metano, óxido nitroso y ozono) y antropogénicos (halocarbonados) de reflejar parte de la radiación que la tierra emite al espacio como lo hace un cristal de ventana de un invernadero, reteniendo el calor e impidiendo su transmisión al exterior.* Casi un 80% de las emisiones de dióxido de carbono provienen del consumo y de la transformación de los combustibles fósiles en energía.

Como se ha citado anteriormente, la energía eléctrica tiene su parte de protagonismo en esta situación, pues su producción conlleva una serie de contaminantes los cuales dependen de la fuente primaria utilizada, de la tecnología elegida y del entorno del emplazamiento de la instalación. Sin duda, el más importante de estos contaminantes, y el más decisivo sobre el efecto invernadero, es el CO<sub>2</sub>. En la Figura 1.1 se puede observar cómo el crecimiento económico del país desemboca en un aumento de las emisiones en los últimos años, donde se incluye la influencia de los gases de efecto invernadero, tomando como base la emisión de CO<sub>2</sub>. Resulta llamativo el descenso de emisiones de CO<sub>2</sub> a partir de 2008, pero este viene dado por la reducción en la demanda de electricidad en 2008 y 2009 provocada por la crisis y no por una mejora en las actuaciones que engloban este marco. A partir de 2010 se recupera la demanda hasta

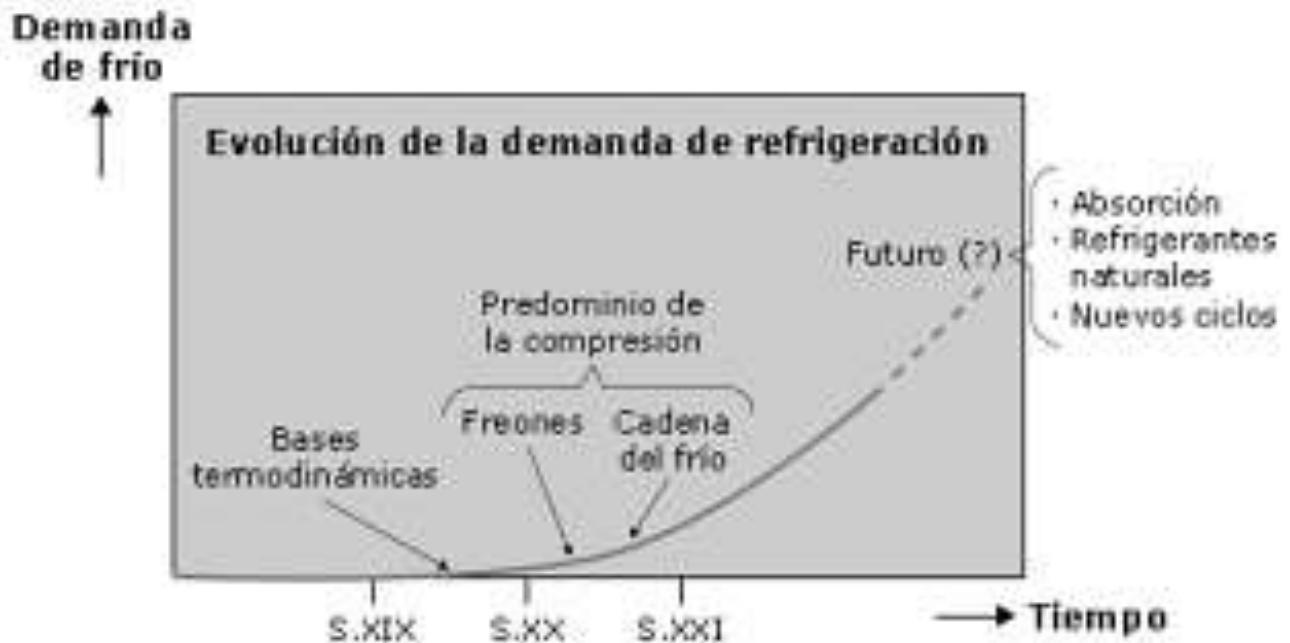
niveles similares al año 2007, sin embargo, destaca la reducción de la participación del carbón como fuente de energía (de un 26% en 2007 a poco más de un 8% en 2010) a favor de un incremento de las energías renovables (especialmente la eólica y la hidráulica).



**Figura 1.1.-Evolución de las emisiones de GEI en España (Mte CO<sub>2</sub>).**

**Fuente: [www.minas.upm.es](http://www.minas.upm.es) (2014)**

Dentro de este panorama, son los sistemas de refrigeración y aire acondicionado uno de los principales consumidores de los recursos energéticos. Desde que Ferdinand Carré desarrollara la técnica en 1859, cuando consiguió fabricar hielo con la primera máquina de absorción de ciclo amoníaco agua, la demanda de producción de frío no ha parado de aumentar. Esto ha llevado a mejorar los ciclos de refrigeración cuya evolución podemos observar en la Figura 1.2. En ésta, se ve cómo la aparición de los freones como refrigerantes “ideales” para los ciclos de compresión, junto con la cada vez mayor disponibilidad de energía eléctrica, hizo de los sistemas basados en el ciclo de absorción una tecnología en desuso, que no empezó a recobrar protagonismo hasta los años 70 y 80 del pasado siglo, con la progresiva compra de patentes de las empresas japonesas sobre las americanas, así como el impulso a los sistemas de absorción como complemento de las instalaciones de cogeneración termoeléctrica ( *CHP, Combined Heat and Power* )



**Figura 1.2 Evolución de la demanda de refrigeración.**

**Fuente:** Daniel García Almiñana (2007)

Actualmente, los sistemas de refrigeración en gran número de empresas gastan del 40 al 70% del consumo total de energía eléctrica. Los sistemas de refrigeración y acondicionamiento de aire de compresión envían más calor al ambiente que frío a las necesidades de las personas. Esto supone que si seguimos utilizando los sistemas convencionales, continuará el acelerado calentamiento del planeta y el deterioro de la capa de ozono. Es en este punto, donde entra a escena el objetivo de este proyecto: los sistemas de refrigeración basados en el ciclo de absorción. Para entender la importancia y utilidad que han tomado éstas máquinas frente a las de compresión en los últimos años, se comenzará por analizar las diferencias entre ambas.

Los aparatos de refrigeración basados en compresión mecánica tienen como sus dos principales desventajas que: (1) requieren de un alto consumo eléctrico con la correspondiente emisión de CO<sub>2</sub> que conlleva su generación, y la repercusión sobre el efecto invernadero que ello supone, como se ha expuesto anteriormente; y (2) el uso de refrigerantes con elevado potencial de calentamiento mundial, que en caso de fuga supondría importantes efectos nocivos.



Sin embargo, el empleo de máquinas de refrigeración por absorción podría solucionar el conjunto de problemas que se plantean. Así como en el sistema de compresión el ciclo se realiza mediante un compresor, en el caso de la absorción el ciclo se basa en la capacidad física que tienen algunas sustancias, tales como el agua y sales como el bromuro de litio (LiBr), para absorber, en fase líquida, vapores de otras sustancias como el amoníaco y el agua, respectivamente. De esta forma, se ve reducido de forma drástica el consumo de energía eléctrica ya que son capaces de trabajar con calor a bajas temperaturas para la producción de frío. Así, las fuentes térmicas renovables, como la energía solar a partir de colectores solares, o calores residuales, que no tienen efecto negativo directo sobre el medio ambiente, se alzan como útiles e importantes en detrimento de la energía eléctrica.

Otro aspecto importante a comparar sería el coste de ambos. Aunque en los últimos años las consideraciones de impacto ambiental han tomado gran importancia, las que más fuertemente influyen son de índole económica. La mayor cantidad de materiales metálicos necesarios para la fabricación de los intercambiadores de calor hace que el coste inicial de una planta frigorífica, generalmente sea mayor al de un equipo de compresión mecánica de la misma capacidad. Sin embargo, a la hora de analizar los costes de explotación a partir del valor de las energías consumibles, la balanza puede desplazarse a favor de los equipos de absorción.

Por último, pero no menos importante, resulta imprescindible contar con algún indicador para comparar la eficiencia de ambas máquinas: el C.O.P. *Entiéndase por C.O.P. (Coefficient Of Performance), la cantidad de refrigeración obtenida de una máquina dividida entre la cantidad de energía que se quiere aportar para conseguir esta refrigeración. Cabe destacar que en este cómputo no se incluyen los consumos auxiliares de energía eléctrica necesarios para el funcionamiento de bombas y ventiladores.*

$$\text{COP} = \frac{\text{Efecto refrigerante}}{\text{Calor al generador}} \quad (1.1)$$

Los C.O.P.s. que los ciclos de absorción son capaces de generar son mucho menores que los de ciclos de compresión mecánica. En máquinas de absorción de una etapa, con LiBr, no se superan C.O.P.s de 0,7, en máquinas de doble etapa se alcanzan valores que pueden ser hasta 1,2, lo que significa que estas últimas aprovechan mejor la energía. En los ciclos de baja temperatura amoníaco-agua se consiguen valores de

C.O.P. de 0,5 y pueden alcanzarse máximos de 0,6. Por el contrario en equipos de compresión mecánica se consiguen C.O.P.s de 2,5 a 5,5.

Volviendo a estas dos últimas comparaciones de coste y eficiencia, resulta interesante plantearse porqué los ciclos de absorción siguen teniendo actualmente una aplicación práctica. La respuesta sería el coste de la energía básica. El coste de producir el trabajo mecánico necesario para obtener un kW de refrigeración por ciclo de compresión mecánica es, en ocasiones, superior al coste necesario para recuperar la cantidad de calor a aplicar para obtener el mismo kW en un ciclo de absorción.

Otro factor que limita el uso de los sistemas de absorción, aunque en menor medida, es su elevado tamaño. En este punto, es donde entra la aportación que pretende hacer este proyecto al estudio general sobre máquinas de absorción. En él se realiza una investigación sobre el uso de membranas en el generador de la máquina de refrigeración por absorción con el fin de reducir tanto el área respecto el generador tradicional, sin membrana.

## 1.2 OBJETIVOS

Este proyecto que se desarrolla en el departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos de la Universidad Carlos III de Madrid, pretende ser una pequeña ayuda a la evolución de la producción de frío, y más concretamente a las máquinas de ciclo por absorción. Está relacionado con actividades que actualmente desarrolla el departamento en el proyecto de investigación ENE2013-43131-R, titulada “Máquinas de refrigeración por absorción miniaturizado de alta eficiencia utilizando tecnología de membranas (ABMIN)”.

El principal objetivo de este proyecto consiste en presentar un modelo que evalúe la viabilidad de esta tecnología emergente que supone el uso de membranas en el generador. Para ello se desarrolla un modelo matemático basado en correlaciones empíricas obtenidas de la literatura que permitirá analizar la sensibilidad de ciertos parámetros de interés en el funcionamiento del generador de la máquina de absorción.

Resulta imprescindible una introducción de tanto el marco tecnológico como de unas bases teóricas de la máquina de absorción, y en detalle del generador, para entender el funcionamiento de la misma y de sus diferentes dispositivos. Se busca presentar de manera comprensible e inequívoca la parte más técnica de este proyecto, es decir, aquella que engloba los procesos termofísicos y cuyo reconocimiento es básico para poder desarrollar un modelo matemático.

Se realiza una investigación exhaustiva en el mercado en busca de las más económicas y fiables membranas para esta aplicación en concreto. Esta búsqueda viene precedida del estudio de diferentes experimentos y modelos anteriores en torno a esta tecnología, cuya comprensión ayudó notablemente no solo a la selección de membranas, sino al entendimiento de la máquina de absorción en su totalidad, y más concretamente del generador.

Finalmente, una vez desarrollado el modelo matemático, se presentarán y analizarán el conjunto de resultados obtenidos y los diferentes análisis de sensibilidad comentados al principio de este punto. El proyecto se cierra con un breve análisis de los costes y el presupuesto que conllevaría, donde se ha intentado ajustar de forma precisa el tiempo empleado a los recursos laborales que actualmente requeriría cualquier organización.

## 1.3 DESARROLLO Y FASES DEL PROYECTO

1. **Planificación de las distintas fases de proyecto.**
2. **Estudio de las máquinas de absorción:** Búsqueda de información, comprensión y estudio de todo lo relacionado con la máquina de absorción: evolución, tipos, dispositivos, funcionamiento. Punto sencillo pero básico para el futuro desarrollo del modelo.
3. **Estudio de las membranas:** Buscar información sobre las membranas y de la viabilidad de la incursión de las mismas al generador. Contacto con diferentes proveedores, suministradores y fabricantes para hacer un estudio de mercado.
4. **Creación del modelo matemático:** En base a estudios anteriormente realizados, se diseña un modelo matemático que pretende confirmar la viabilidad de la tecnología expuesta anteriormente. Búsqueda de numerosas correlaciones en las cuales se basa el modelo.
5. **Implementación:** Programación del modelo matemático mediante MATLAB. Esta es una de las fases más críticas y laboriosas del proyecto porque es donde se ve si se han cumplido los objetivos del trabajo, aunque los verdaderos resultados se obtendrán en futuras fases.
6. **Chequeo y corrección del código:** Aunque la depuración de errores se ha realizado de forma continuada, una vez completado el programa, se llevó a cabo una revisión exhaustiva. Por último se modifica lo oportuno y se finaliza la programación y presentación de la misma.
7. **Presentación y análisis de resultados:** Esta es la fase más importante, donde se comprueba si lo realizado anteriormente es correcto. Una vez comprobado que el modelo es correcto, se busca analizar el comportamiento de la máquina ante la variación de determinados parámetros de interés. Serán estos estudios puntuales, los que aporten un verdadero valor al proyecto, pues consiguen dar una visión completa de la actuación de la máquina.
8. **Documentación:** Se redacta el presente documento. Se ha ido realizando en paralelo con todas las demás fases anteriores.
9. **Realizar la presentación del PFC**
10. **Exponerlo ante el tribunal calificador de la Universidad.**

## 1.4 DIAGRAMA DE GANTT DEL PROYECTO

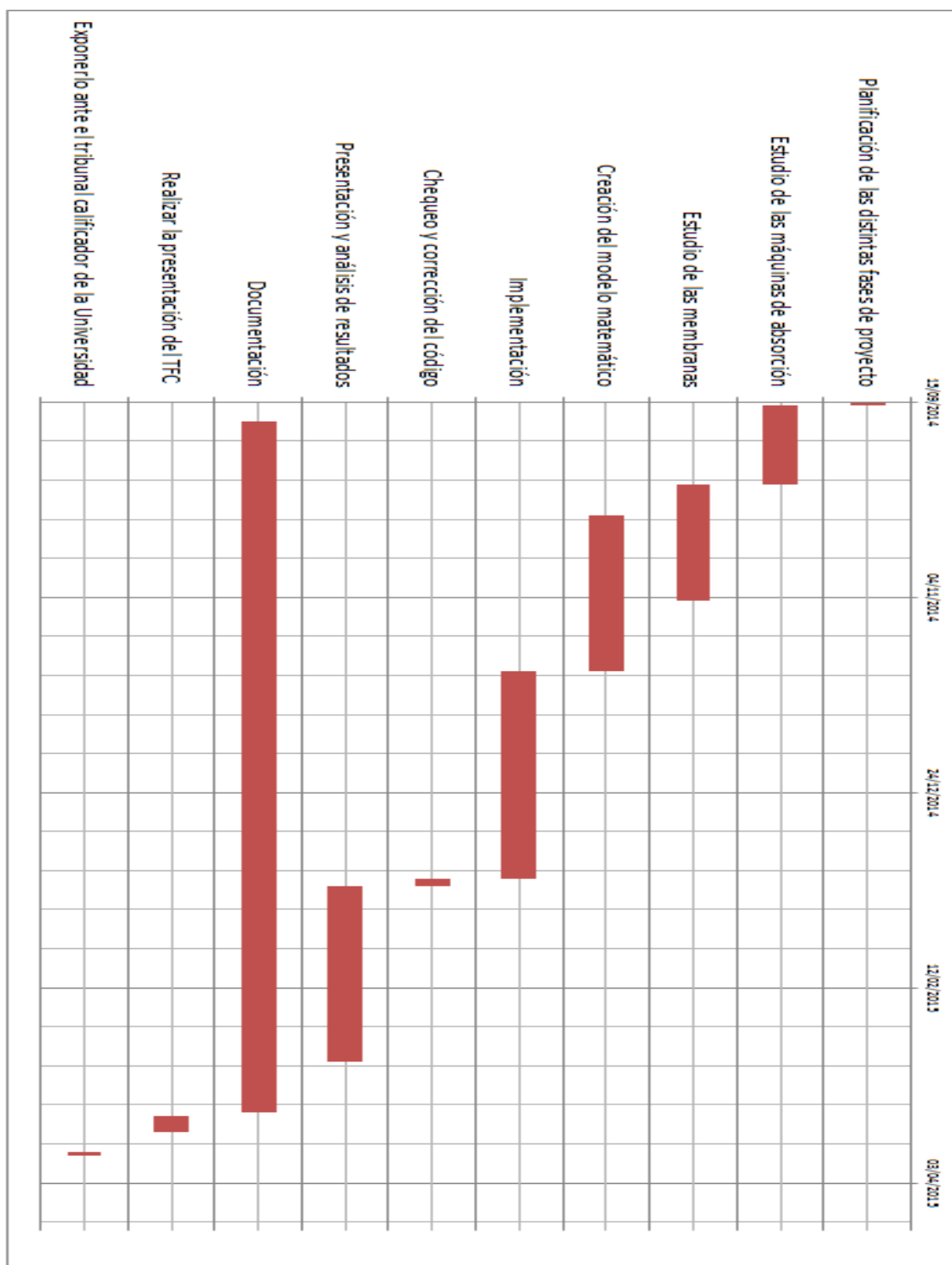


Figura 1.3 Diagrama de Gantt



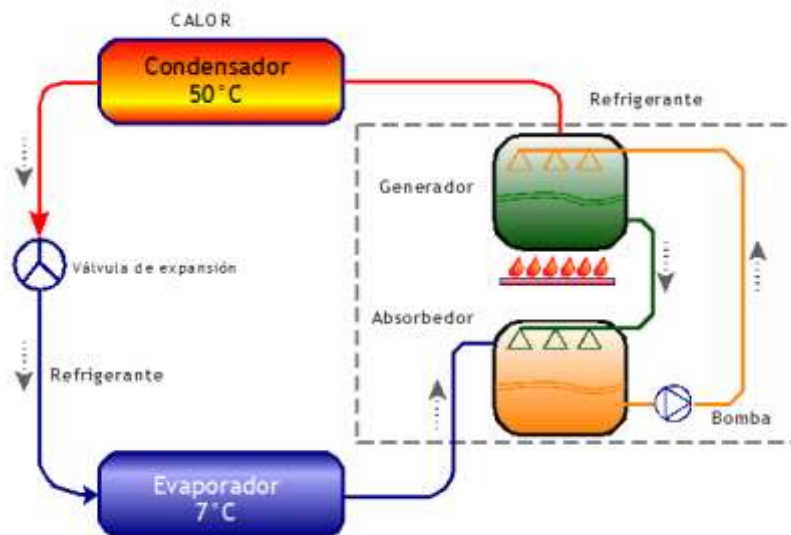
## **2. MÁQUINA DE ABSORCIÓN**

## 2.1 MÁQUINA DE ABSORCIÓN

Las primeras aplicaciones industriales de los principios termodinámicos de la absorción de un vapor por un líquido, con el fin de conseguir la refrigeración de otro líquido, datan de principios del siglo XIX. Sin embargo, la comercialización a mayor escala de plantas frigoríficas de absorción con ciclo amoníaco-agua comienzan hasta 1940 y la puesta en el mercado de las primeras plantas con ciclo agua-bromuro de litio tiene lugar a principios de los 50.

En la máquina de absorción se produce una evaporación con la consiguiente absorción de calor, que permite el enfriamiento de un fluido secundario, que irá a servicio, en el intercambiador de calor que actúa como evaporador. El resto de componentes e intercambiadores de calor que configuran una planta frigorífica de absorción se utilizan para transportar el vapor absorbido y regenerar el líquido correspondiente para que la evaporación se produzca de una manera continuada.

Se habla siempre de agente absorbente a la sustancia que absorbe, y de agente refrigerante a la sustancia que se evapora.



**Figura 2.1** Ciclo de absorción ilustrativo de una máquina de absorción.

Fuente: [www.es.wikipedia.org](http://www.es.wikipedia.org) (2014)

La Figura 2.1 muestra el diagrama esquemático de un sistema por ciclo de absorción, que consiste principalmente en un evaporador, un condensador, un absorbedor, un dispositivo de desorción o generador, una bomba de líquido y dispositivos de expansión.

El compresor mecánico de los ciclos de refrigeración por compresión se ve sustituido así por un compresor termodinámico que formarían los 4 últimos dispositivos citados (situados en el recuadro a línea discontinua de la Figura 2.1).

Aunque no aparezca en la imagen, también se suele utilizar un intercambiador de calor, poniendo en contacto, sin intercambio de masa, los conductos absorbedor-generator y generator-absorbedor, para precalentar la disolución antes de pasar al calentador (generator), mientras que, a su vez, la solución concentrada que sale del generator se enfría en su camino hacia el absorbedor, ya que la absorción se realiza mejor a baja temperatura.

Resulta básico analizar los detalles de este ciclo para comprender el funcionamiento del ciclo de absorción. El refrigerante, agua o amoníaco, que se mueve por un circuito a baja presión, se evapora en un intercambiador de calor, llamado evaporador. La evaporación necesita calor, que obtiene el evaporador en el que toma el calor de cambio de estado de un fluido secundario (normalmente agua), que se lleva por una red de tuberías a enfriar los ambientes o cámaras que interese. Tras el evaporador, el absorbente, bromuro de litio o agua, absorbe el vapor de agua o amoníaco en el absorbedor. Este proceso de disolución endotérmico, que requiere de refrigeración externa para que la solución se mantenga en condiciones de temperatura correctas y no aumente la presión en la cámara donde se produce la absorción, genera una solución diluida o débil de absorbente. Esta solución pasa al generator por bombeo, donde se separan disolvente y soluto mediante calor procedente de una fuente externa. Se produce la ebullición del refrigerante, que se separa del absorbente y como consecuencia aumenta su concentración, en el caso de solución salina, o su pureza cuando se trata de agua. El absorbente vuelve al absorbedor para que pueda ser utilizado de nuevo en el proceso de absorción. El refrigerante, en forma de flujo de vapores, pasa al condensador, que es otro intercambiador, por simple diferencia de presiones, donde cede la mayor parte del calor recibido en el generator. El líquido obtenido en el condensador se canaliza hacia la cámara del evaporador, por gravedad y por diferencia de presión, ya que ésta se encuentra a una presión inferior a la de la cámara del condensador. En el evaporador este líquido se evapora parcialmente, llevando la temperatura de la masa del líquido a la temperatura de saturación que corresponde a la presión a la que se encuentra la cámara del evaporador. De esta forma, el líquido frío está en condiciones de tomar calor del fluido secundario hasta evaporarse completamente, cerrando así el ciclo.



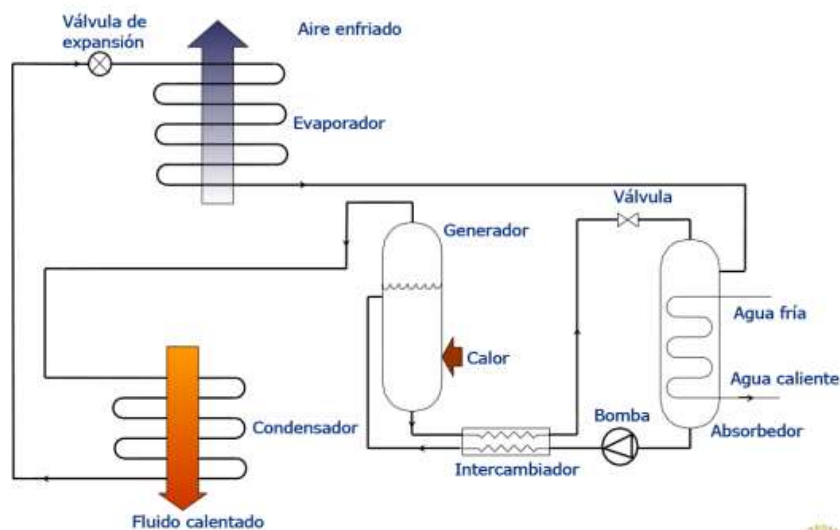
## 2.2 MÁQUINAS DE SIMPLE Y DOBLE EFECTO

Se puede distinguir entre las máquinas de absorción de simple efecto y las de doble efecto. Las de doble efecto requieren agua sobrecalentada (180 - 190°C) o vapor (3 - 10 bar) para su funcionamiento, mientras que las de simple efecto pueden funcionar con agua caliente (80 - 95°C). Esta mayor temperatura de entrada en las de doble efecto se traduce en una mejora en el rendimiento del equipo, encontrándose el COP en un rango de 0,9 y 1,33, frente a las de simple efecto con COPs entre 0,6 y 0,7.

En función de este parámetro de temperaturas vendrá condicionada la tecnología apropiada para suministrar la energía térmica que la máquina de absorción precisa para su funcionamiento. Por ejemplo, *suponiendo el uso de energía solar para alimentar al generador: en el caso de las máquinas de simple efecto la utilización de colectores planos selectivos o colectores CPC (Compound Parabolic Collector) ofrecen un buen aprovechamiento de la energía solar, y el coste respecto a otras tecnologías es significativamente más económico. Sin embargo, para la conexión a máquinas de doble efecto es preciso considerar colectores parabólicos con seguimiento solar.* Se detallará más la posibilidad de diferentes tipos de instalaciones en función de la energía de entrada en el capítulo 3.

### Simple efecto

El esquema de funcionamiento viene dado por la Figura 2.2:



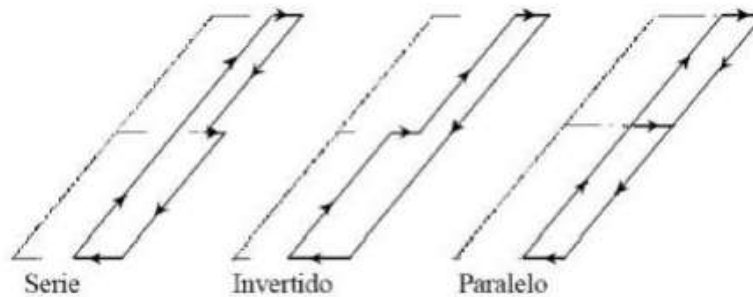
**Figura 2.2** Funcionamiento de una máquina de absorción simple efecto.  
Fuente: Fernando Fernández Pino (2011)

### Doble efecto

No existen máquinas de amoniaco-agua de doble efecto ya que las presiones que se originarían en el generador serían excesivamente elevadas.

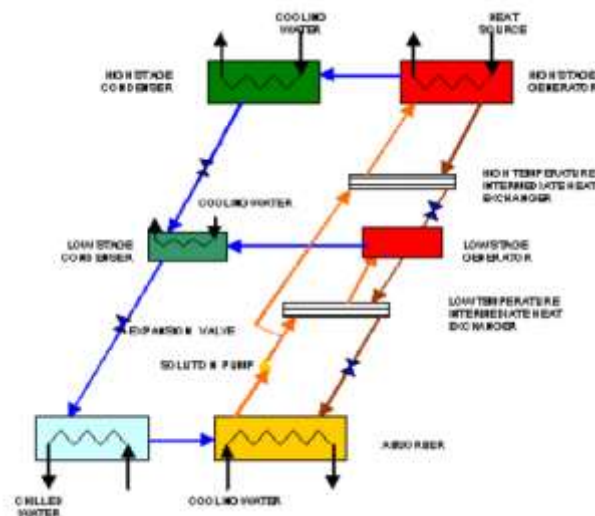
Las máquinas de absorción de doble efecto se pueden clasificar según la distribución del caudal de la disolución hacia los dos generadores (Figura 2.3): flujo paralelo, flujo serie o invertido.

A su vez, tanto las máquinas de doble efecto paralelo como las de distribución en serie se pueden dividir en dos tipos según el sistema de condensación: condensadas por agua y condensadas por aire.



**Figura 2.3 Configuraciones de funcionamiento de una máquina de doble efecto.**  
Fuente: Fernando Fernández Pino (2011)

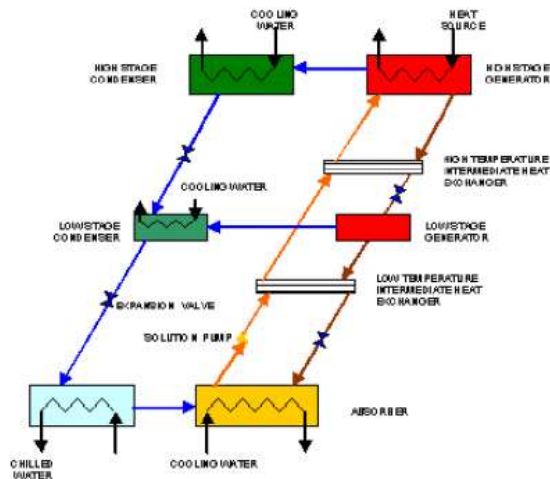
- Flujo paralelo: desarrollan un COP mayor que las de flujo en serie. Esta configuración presenta mayores beneficios desde el punto de vista termodinámico y de transferencia de calor que la configuración serie.



**Figura 2.4 Máquina de absorción doble efecto con flujo paralelo.**  
Fuente: Fernando Fernández Pino (2011)

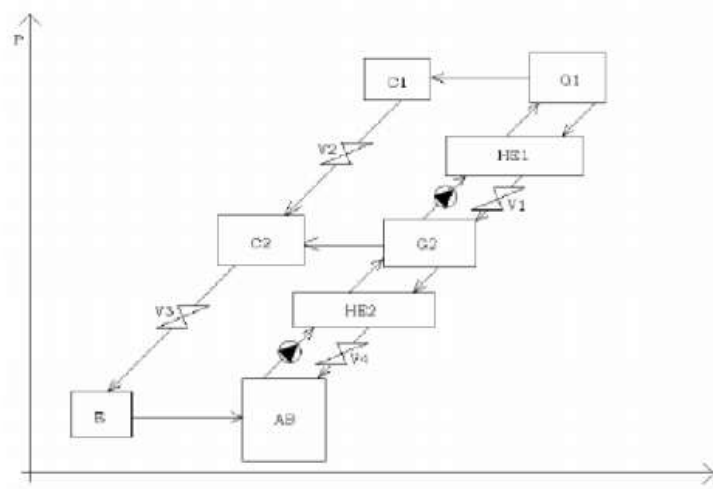
- Flujo serie

El esquema de funcionamiento viene dado por la Figura 2.5:



**Figura 2.5 Máquina de absorción doble efecto con flujo serie**  
Fuente: Fernando Fernández Pino (2011)

- Flujo invertido: similar a la configuración en serie, pero con dos bombas de caudal, como se aprecia en la Figura 2.6, consiguiendo así un mejor control de la presión en cada generador y con ello una mejor operación del equipo. Sin embargo, tanto el hecho de necesitar una bomba más, como las últimas mejoras en la respuesta de las máquinas con configuración en serie han hecho que resulte menos utilizada.



**Figura 2.6 Máquina de absorción doble efecto con flujo invertido.**  
Fuente: Fernando Fernández Pino (2011)

### Triple efecto

Cabe destacar que también existen las máquinas de refrigeración de triple efecto, pero éstas se encuentran todavía en etapa experimental aunque ya existen instalaciones que pueden alcanzar un COP de hasta 1,7 operando con temperaturas de activación en el rango de 170°C a 200°C. En la Figura 2.7 se muestra un esquema de la evolución del COP en los diferentes tipos de máquinas de absorción de las últimas décadas.

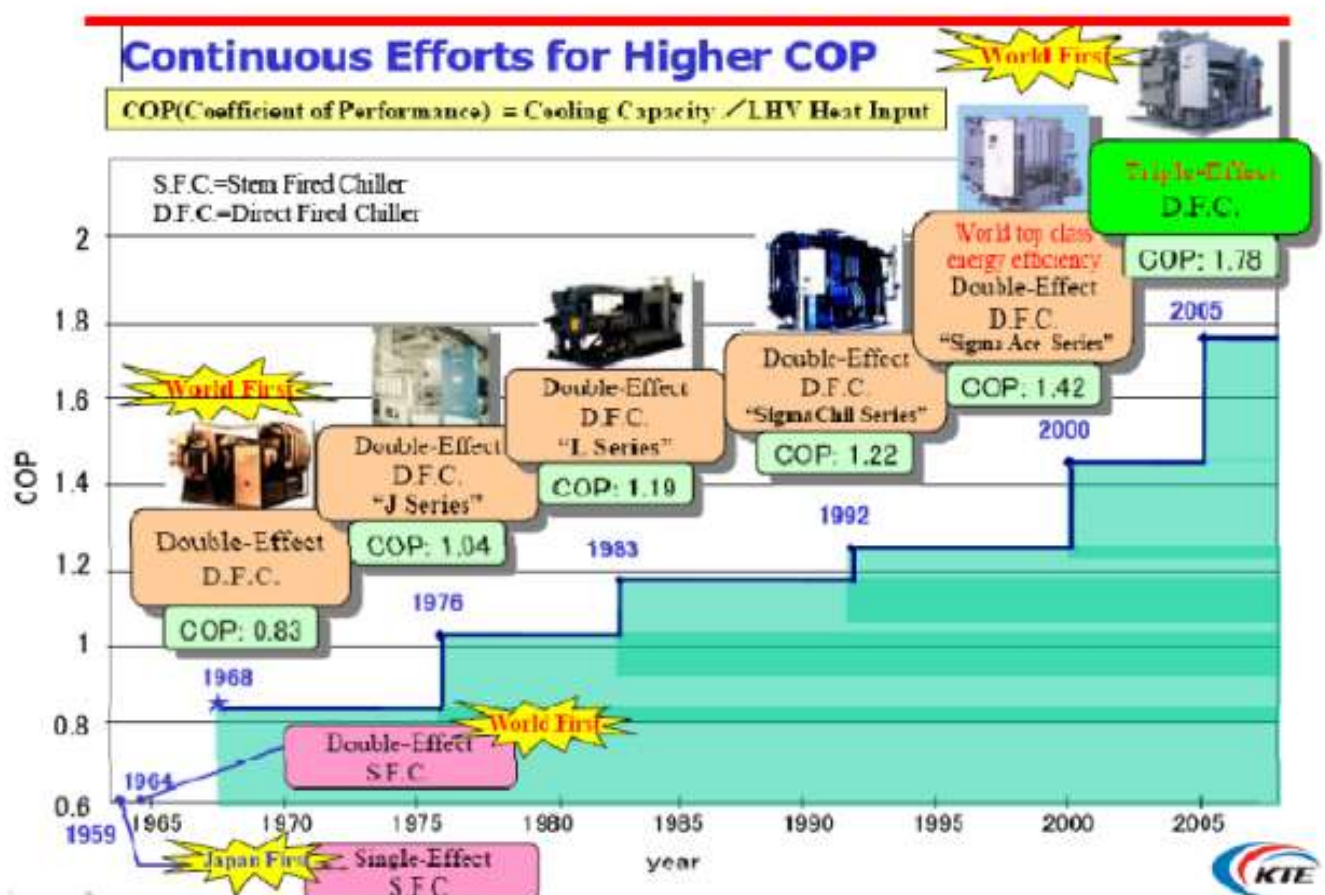


Figura 2.7 Evolución de las máquinas de absorción a lo largo del tiempo.

Fuente: Fernando Fernández Pino (2011)

## 2.3 REFRIGERANTES

Aunque uno de los principales objetivos en la investigación de la tecnología de absorción es la búsqueda de nuevos fluidos de trabajo que mejoren el comportamiento de los sistemas de absorción, hoy en día, existen dos disoluciones predominantes en estos ciclos: amoniaco-agua, en la que se utiliza agua como absorbente y amoniaco como refrigerante, y agua-bromuro de litio, en la que se utiliza LiBr como absorbente y agua como refrigerante. El ciclo más comúnmente empleado para sistemas de climatización es el de agua-LiBr por tener mayor eficiencia. A continuación se analizan ambos:

### 2.3.1 Tecnología del amoniaco-agua

Utilizada en aplicaciones de refrigeración industrial y en enfriadoras de agua de llama directa para aplicaciones de aire acondicionado de pequeña potencia. El esquema de su ciclo puede apreciarse en la Figura 2.8.

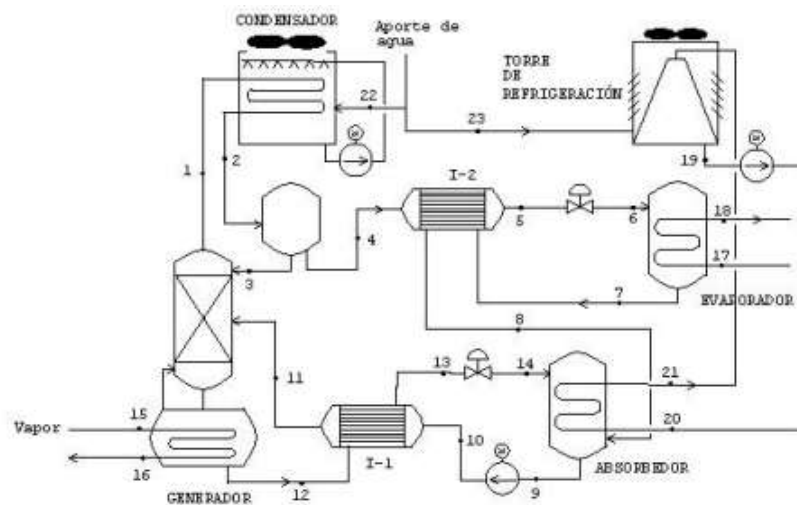
Se encuentran máquinas en el mercado con potencias entre 10 y 90 kW pero con COP de 0,6 (temperatura de activación en torno a los 90°C) y dependiendo de la modificación que pueda tener el ciclo puede aumentar su eficiencia, como por ejemplo el ciclo GAX.

#### Ventajas

- El refrigerante amoniaco tiene una alta capacidad calorífica.
- Propiedades muy buenas de transferencia de calor y masa.
- Apto para aplicaciones de temperaturas muy bajas, de hasta -60°C.
- Es posible la disipación del calor mediante el aire.
- No hay problemas de cristalización.

#### Inconvenientes

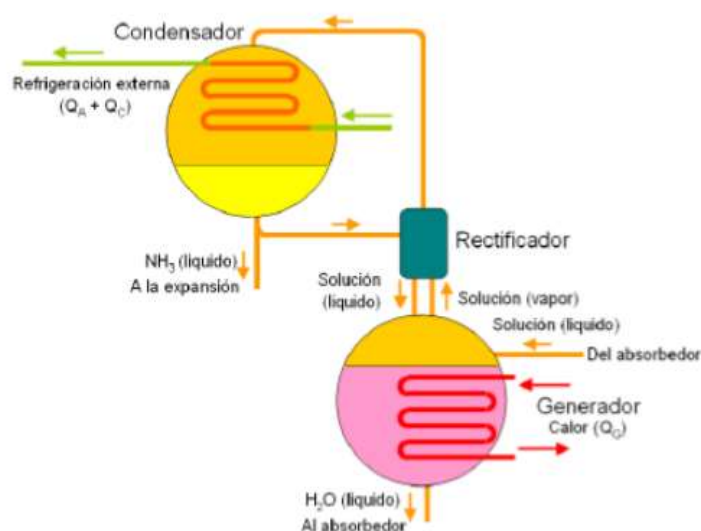
- Requiere de tuberías más gruesas debido a la alta presión del refrigerante. Esto implica mayores costes.
- Es necesaria una rectificación debido a la volatilidad del solvente.
- La toxicidad del amoniaco limita su utilización.



**Figura 2.8 Ciclo de absorción para el par de fluidos amoníaco-agua.**  
Fuente: [www.uib.cat](http://www.uib.cat) (2014)

### Rectificador

La principal diferencia para la mezcla amoníaco-agua respecto al caso del LiBr-agua, la constituye el hecho de que la corriente de vapores formada en el generador, no está constituida por refrigerante puro (amoníaco), sino que el agua forma parte de su composición en pequeño porcentaje. Esto es debido a que la presión de vapor de agua no es despreciable frente a la del amoníaco. Para reducir el porcentaje de agua se utiliza un dispositivo denominado “rectificador”, cuyo esquema de funcionamiento se presenta en la Figura 2.9 y 2.10.



**Figura 2.9 Rectificador de una máquina de absorción.**  
Fuente: Fernando Fernández Pino (2011)

La idea básica de un rectificador consiste en provocar un enfriamiento de la corriente de vapores a la salida del generador. En el rectificador el contenido de agua es separado por condensación cuando éstas contactan con el serpentín por cuyo interior fluye una solución a una temperatura inferior al punto de rocío del vapor de agua en estas condiciones.

Resulta de vital importancia para evitar que lleguen gotas de agua al condensador que al llegar a la válvula de expansión se congelan y pueden llegar a inutilizarla.

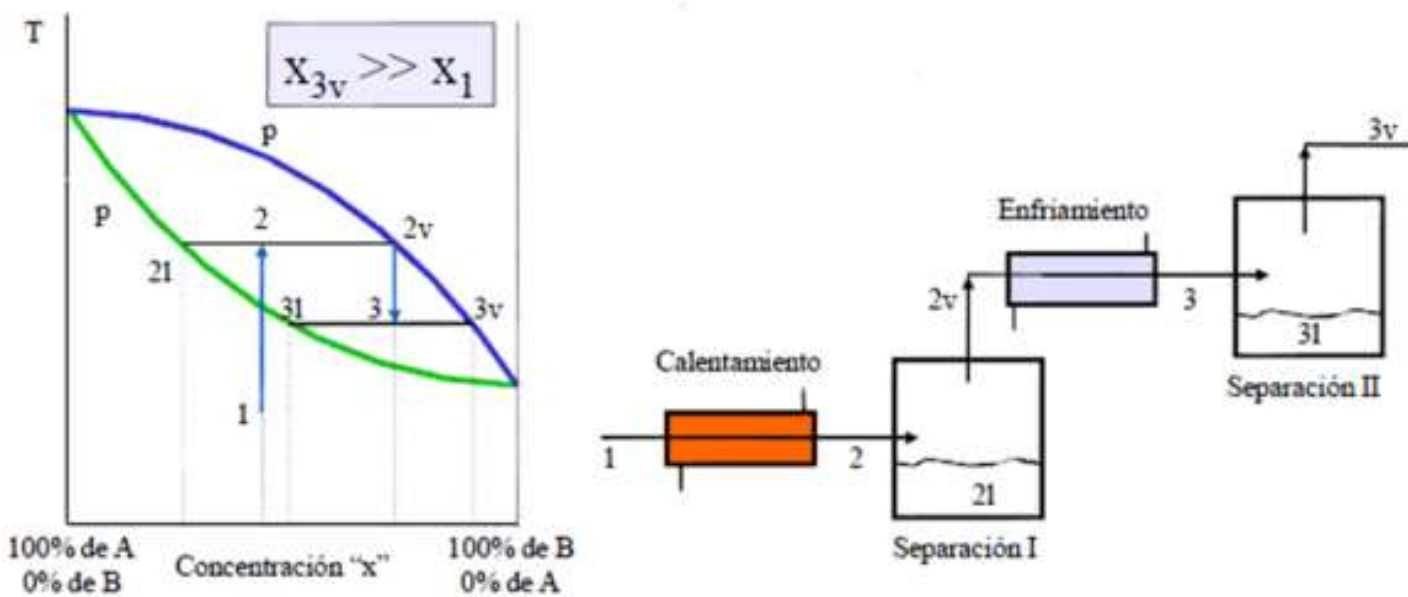


Figura 2.10 Funcionamiento de un rectificador. Fuente: Fernando Fernández Pino (2011)

### 2.3.2 Tecnología del agua-bromuro de litio

Esta tecnología es ampliamente utilizada en enfriadoras de agua comerciales para aplicaciones de aire acondicionado en toda el rango de potencias, especialmente gama alta. El esquema de su funcionamiento puede apreciarse en la Figura 2.11.

En ciclo simple (Figura 2.2) tiene un  $COP=0,7$  con una temperatura de activación necesaria mayor a  $85^{\circ}\text{C}$ . En un ciclo de doble efecto (Figura 2.4, 2.5 ó 2.6) tiene un COP entre 1 y 1,2 con una temperatura de activación mínima de  $180^{\circ}\text{C}$ .

Las potencias comerciales varían entre 4,5 kW y 5000 kW en su mayoría, aunque se pueden encontrar incluso potencias de hasta 11MW.



### Ventajas

- El agua como refrigerante tiene una gran capacidad calorífica y, de hecho, es el líquido con el mayor calor latente de evaporación y condensación que existe en la naturaleza, lo cual resulta especialmente relevante en instalaciones de climatización de gran tamaño, ya que el caudal de refrigerante que circula por el sistema es menor que cuando se utiliza cualquier otro refrigerante.
- La solución bromuro de litio no es volátil, por lo que se necesitan menores temperaturas de activación.
- Las sustancias no son tóxicas ni inflamables, aunque puede provocar problemas de corrosión.
- No es necesaria una rectificación de los vapores a la salida del generador, ya que durante la separación se genera una corriente prácticamente pura de vapor de agua.

### Inconvenientes

- Problemas de cristalización.
- El sistema no puede enfriar a temperaturas menores del punto de congelación del agua.
- El vacío demanda una alta impermeabilidad del sistema.

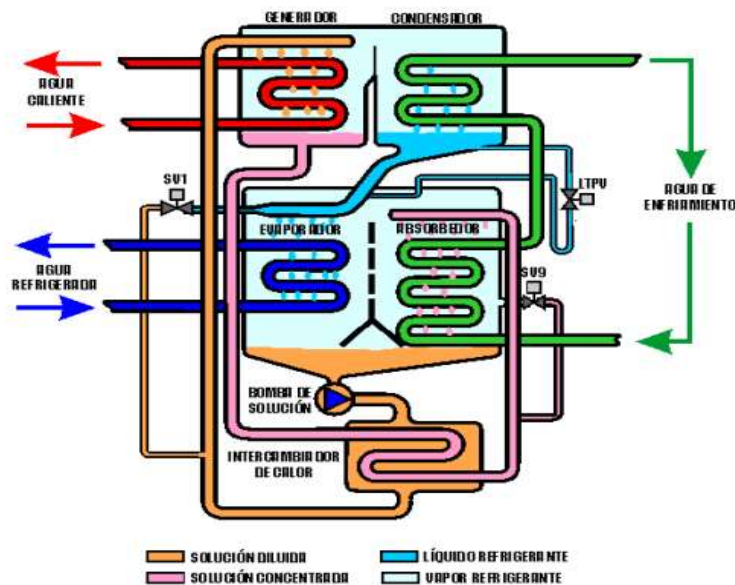


Figura 2.11 Máquina de absorción agua-LiBr. Fuente: Fernando Fernández Pino (2011)



### 2.3.3 Diagramas

Las propiedades físicas más importantes involucradas en el ciclo de absorción son la conductividad térmica, el calor específico, la densidad, la viscosidad y la tensión superficial. Entre las propiedades termodinámicas se encuentran la presión de vapor, la entalpía, la entropía, etc. En los siguientes diagramas se representan las propiedades que se necesitan para efectuar los balances de masa y energía: diagrama PTx (presión-temperatura-concentración) (Figura 2.12), diagrama hx (entalpía-concentración) (Figura 2.13), calor específico de la disolución (Figura 2.14) y densidad de la disolución (Figura 2.15).

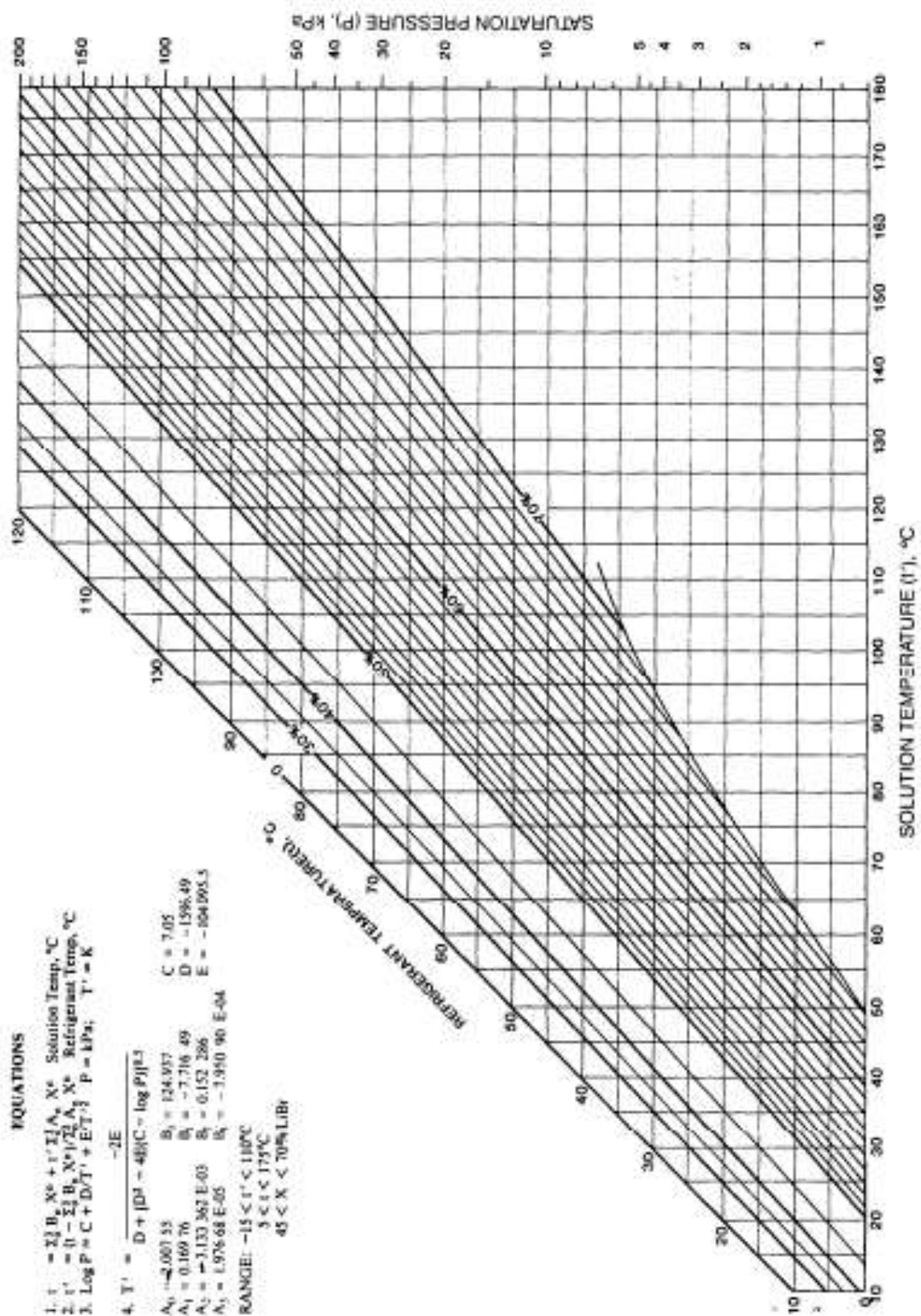
El diagrama PTx (McNeely, 1979), también llamado Diagrama de Dühring, representa el ciclo de absorción en función de la presión de saturación de la disolución, la concentración y las temperaturas de la disolución y del refrigerante para la disolución de LiBr-agua. Se denomina así porque ha sido diseñado utilizando la llamada *regla de Dühring*, la cual sostiene que *si el punto de ebullición de una disolución lo representamos frente al punto de ebullición del disolvente puro, los puntos correspondientes a distintas presiones se aproximan a una recta*.

En la Figura 2.13 se muestra el diagrama de Merkel (McNeely, 1979), que permite calcular la entalpía de la disolución en función de la concentración y de la temperatura de la misma. Para construir dicho diagrama es necesario conocer el calor de licuación del vapor de agua, así como los calores de dilución y formación de la disolución, además del calor específico en función de la temperatura.

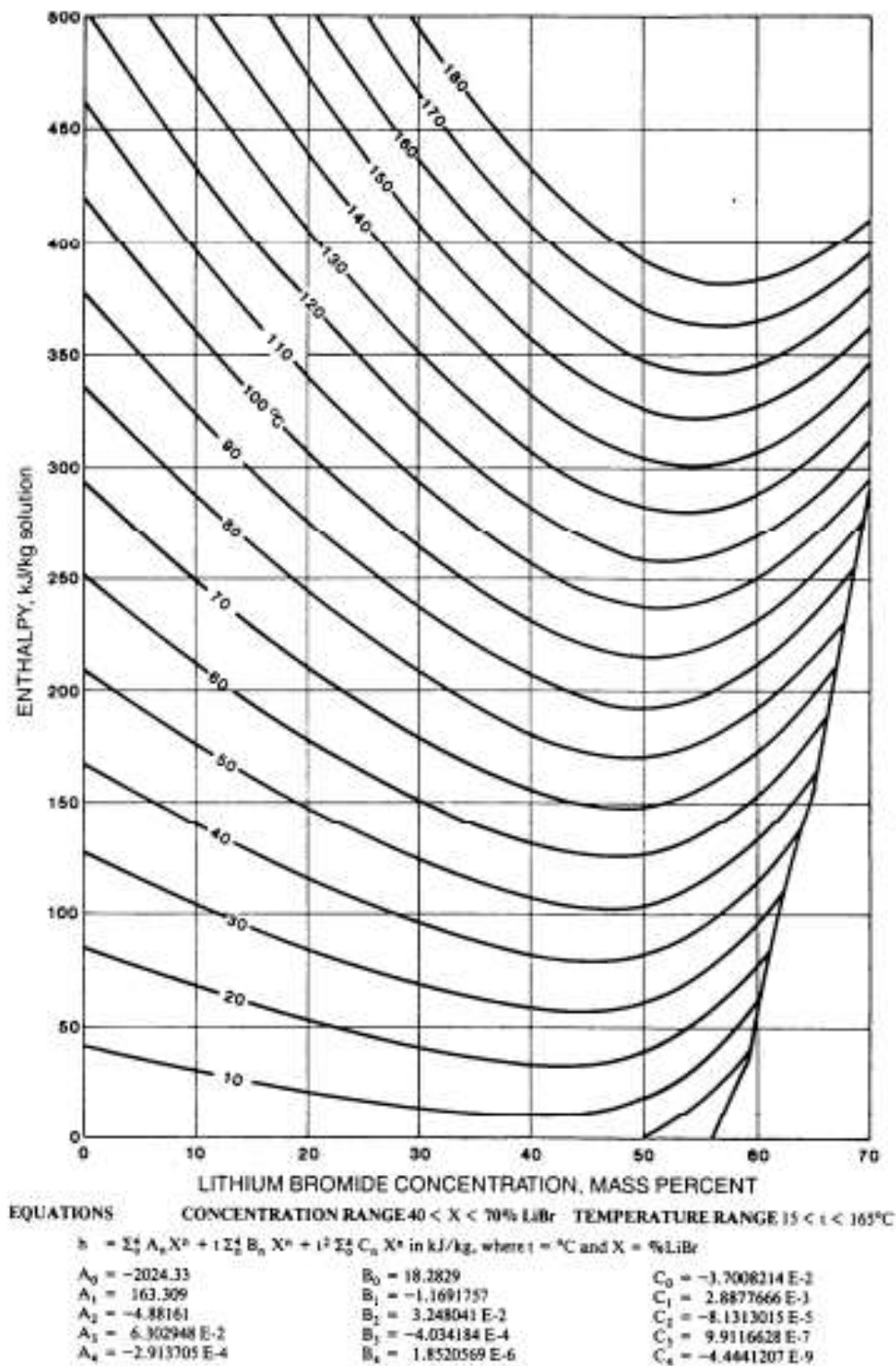
Asimismo el diagrama Temperatura-entropía (T-s) desarrollado por Tozer *et al.* (2005) para disoluciones de LiBr-agua, resulta una herramienta muy útil para estudiar y optimizar este tipo de ciclos.

La Figura 2.14 representa el calor específico en función de la concentración. Si bien el calor específico también depende de la temperatura, esta variación es menos importante que la variación respecto a la concentración. La Figura 2.15 muestra la variación de la densidad de la disolución en función de la concentración y de la temperatura.

Cabe destacar que estos diagramas se encuentran para cada par de fluido, sin embargo, como la aplicación de este proyecto se centra sobre el par LiBr-agua, es para estos para los que se adjuntan los diagramas correspondientes.

Figura 2.12 Diagrama de Dühring de las disoluciones LiBr-H<sub>2</sub>O.

Fuente: ASHRAE (2005)

Figura 2.13 Diagrama de Merkel de las disoluciones LiBr-H<sub>2</sub>O.

Fuente: ASHRAE (2005)

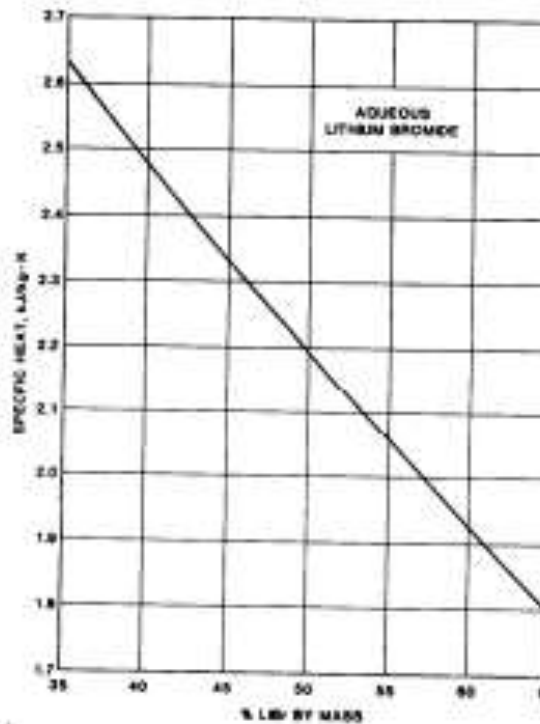


Figura 2.14 Calor específico en función de la concentración.  
Fuente: ASHRAE (2005)

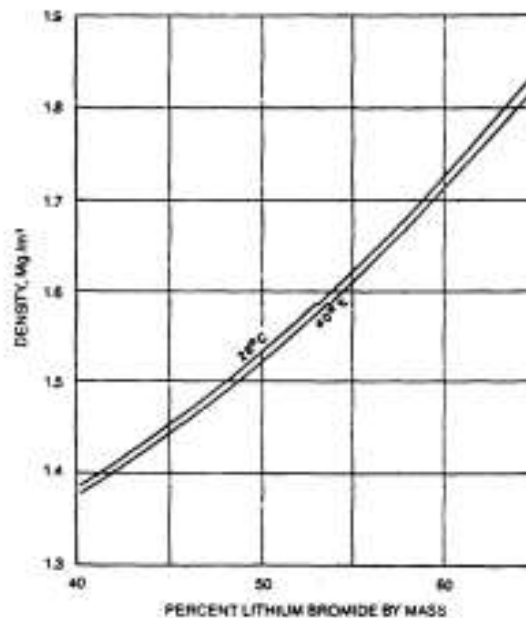


Figura 2.15 Densidad de las disoluciones acuosas de bromuro de litio.  
Fuente: ASHRAE (2005)

## 2.4 PARTES DE UNA MÁQUINA DE ABSORCIÓN

Para realizar un estudio de la máquina de absorción es de vital importancia comprender todas sus partes y los procesos termodinámicos que se dan en ellas. De esta forma, se procede a analizar los balances de masa y energía de cada uno de los componentes.

Se han situado los diferentes puntos de estado como se aprecia en la Figura 2.16, empezando el punto 1 en la salida del generador al condensador.

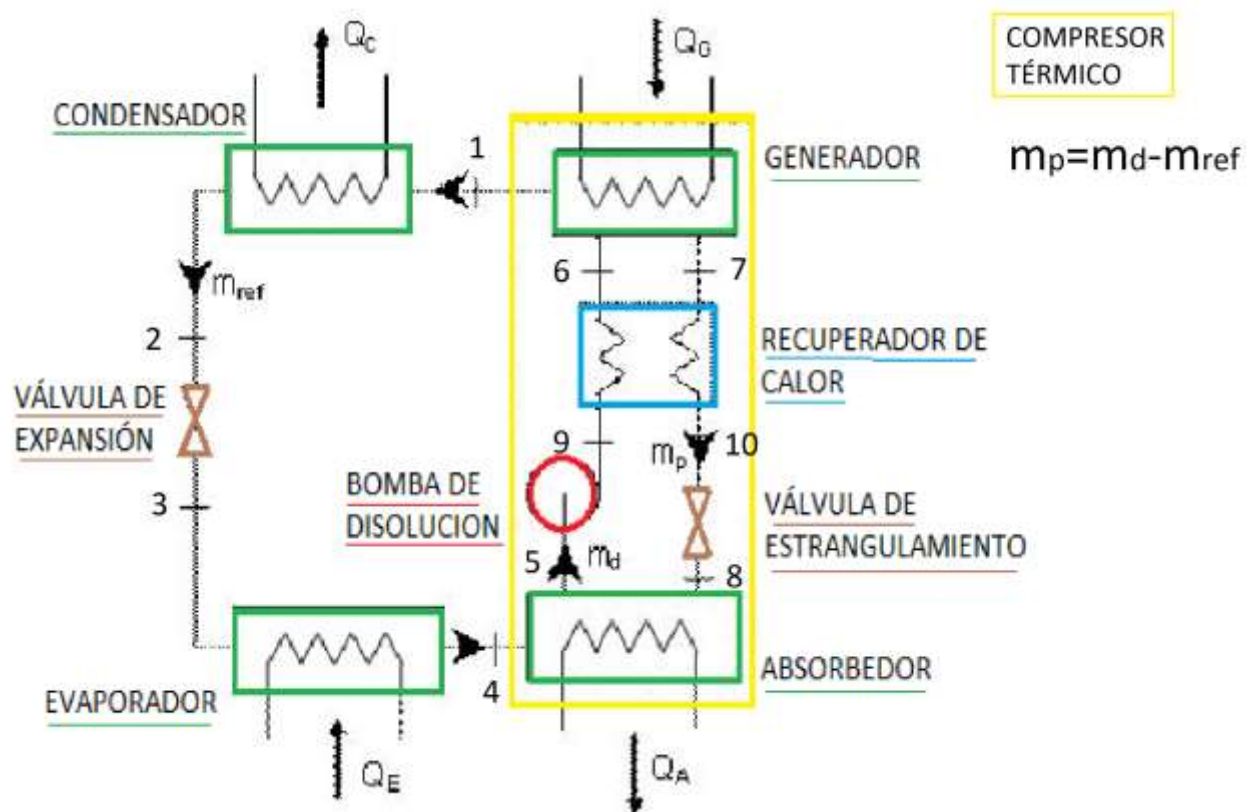


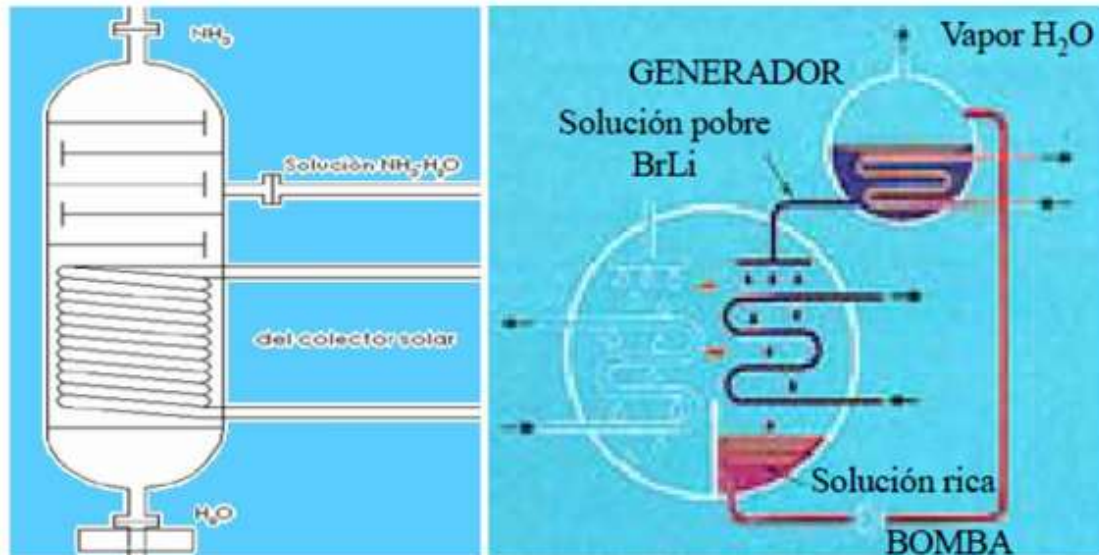
Figura 2.16 Ciclo de refrigeración por absorción para el par de fluido agua-LiBr.

### 2.4.1 Generador

El generador es un intercambiador de calor donde se produce la evaporación gracias a la aportación térmica suficiente. Su esquema de funcionamiento puede observarse en la Figura 2.17. El calor de generación suele ser procedente de residuos térmicos o energía térmica gratuita, característica básica de estos sistemas de absorción.

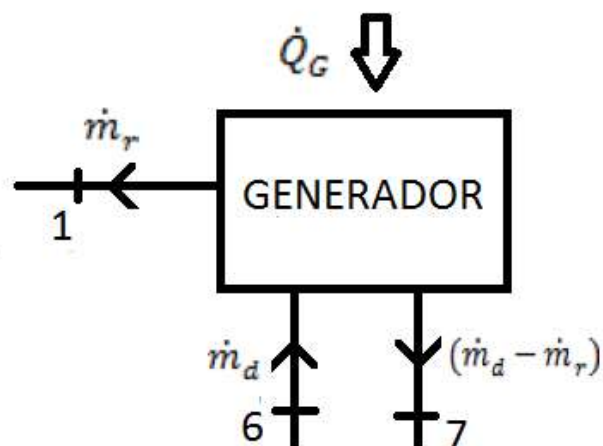


Con esta evaporación se produce la separación parcial del refrigerante de la solución diluida del absorbente. El refrigerante en forma de vapor pasa al condensador, mientras que la solución caliente y concentrada en absorbente fluye hacia los pulverizadores del absorbedor.



**Figura 2.17** Generador de una máquina de absorción.  
Fuente: Fernando Fernández Pino (2011)

Observando la Figura 2.18, el generador se alimenta del caudal de disolución  $\dot{m}_d$  con entalpía  $i_6$ . Tras la ebullición, se obtendrá un caudal de refrigerante  $\dot{m}_r$  con entalpía  $i_1$ , y fluyendo de vuelta al absorbedor un caudal de solución fuerte en absorbente ( $\dot{m}_d - \dot{m}_r$ ) con entalpía  $i_7$ . Así, suponiendo el generador adiabático sin transferencia de calor con el exterior:



**Figura 2.18** Funcionamiento de un generador.

- Balance de masa

i. Balance de masa total

$$\dot{m}_d = \dot{m}_r + (\dot{m}_d - \dot{m}_r) \quad (2.1)$$

ii. Balance de masa de absorbente

$$\dot{m}_d \cdot X_6 = \dot{m}_r \cdot X_1 + (\dot{m}_d - \dot{m}_r) \cdot X_7 \quad (2.2)$$

Teniendo en cuenta que definimos X como la fracción másica de absorbente,

$$X = \frac{\dot{m}_{absorbente}}{\dot{m}_{total}} \quad (2.3)$$

La ecuación queda,

$$\dot{m}_d \cdot X_6 = (\dot{m}_d - \dot{m}_r) \cdot X_7 \quad (2.4)$$

- Balance de energía

$$\dot{Q}_G + \dot{m}_d \cdot i_6 = \dot{m}_r \cdot i_1 + (\dot{m}_d - \dot{m}_r) \cdot i_7 \quad (2.5)$$

Y despejando el calor introducido al generador,

$$\dot{Q}_G = \dot{m}_d \cdot (i_7 - i_6) - \dot{m}_r \cdot (i_7 - i_1) \quad (2.6)$$

## 2.4.2 Absorbedor

Se produce la absorción del refrigerante por parte del absorbente. Los absorbedores se pueden clasificar atendiendo a la trayectoria continua o discontinua de la fase líquida y vapor; así, se pueden encontrar absorbedores con fase líquida y vapor continuos, con fase vapor continuo y de líquido discontinua, y por último aquellos en la que la fase de vapor es discontinua y la fase líquida continua. Su esquema de funcionamiento puede observarse en la Figura 2.19

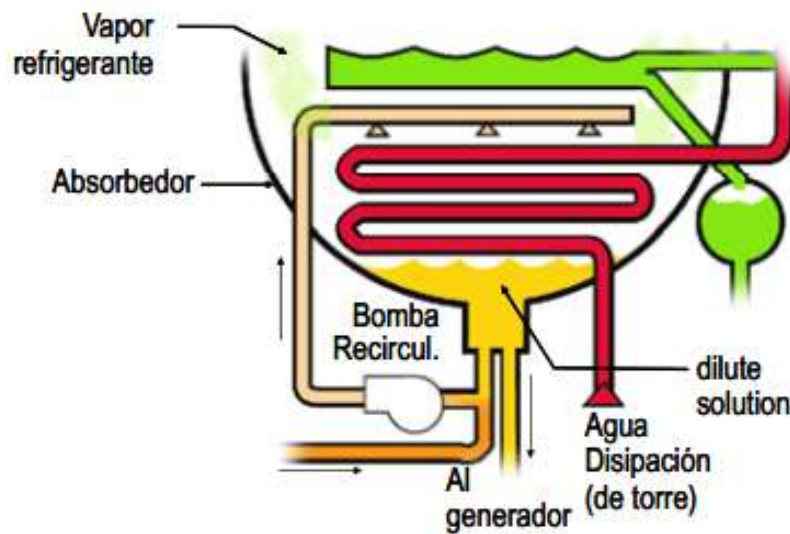


Figura 2.19 Funcionamiento de un absorbedor. Fuente: [www.upv.es](http://www.upv.es) (2014)

Observando la Figura 2.20, el absorbedor se alimenta del caudal de refrigerante  $\dot{m}_r$  con entalpía  $i_4$  y de solución fuerte en absorbente ( $\dot{m}_d - \dot{m}_r$ ) con entalpía  $i_8$ . Tras la absorción, se obtiene un caudal de disolución  $\dot{m}_d$  con entalpía  $i_5$ .

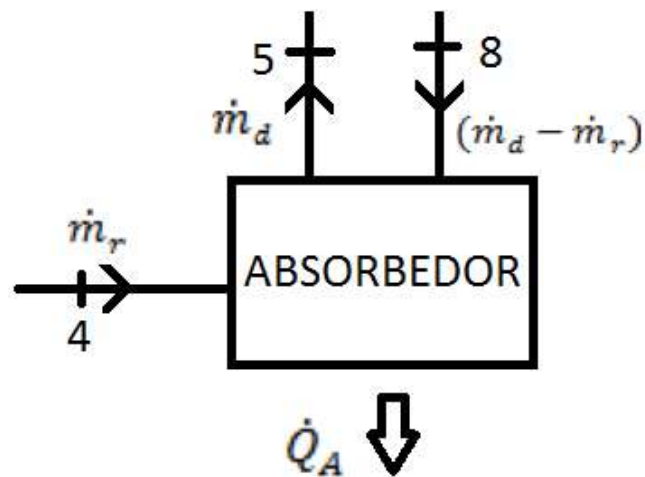


Figura 2.20 Funcionamiento de un absorbedor.

- Balance de masa
  - i. Balance de masa total

$$\dot{m}_r + (\dot{m}_d - \dot{m}_r) = \dot{m}_d \quad (2.7)$$



## ii. Balance de masa de absorbente

$$(\dot{m}_d - \dot{m}_r) \cdot X_8 = \dot{m}_d \cdot X_5 \quad (2.8)$$

## - Balance de energía

$$\dot{m}_r \cdot i_4 + (\dot{m}_d - \dot{m}_r) \cdot i_8 = \dot{Q}_A + \dot{m}_d \cdot i_5 \quad (2.9)$$

Y despejando el calor cedido por el absorbedor,

$$\dot{Q}_A = \dot{m}_d \cdot (i_8 - i_5) - \dot{m}_r \cdot (i_8 - i_4) \quad (2.10)$$

### 2.4.3 Condensador

El condensador es un intercambiador de calor donde se produce la condensación del refrigerante procedente de la evaporación producida en el generador. Este refrigerante condensado está listo para ser pulverizado otra vez sobre los tubos del intercambiador de la sección del evaporador cerrando de esta manera el ciclo de absorción. Su esquema de funcionamiento puede observarse en la Figura 2.21.

No se produce intercambio de masa por lo tanto un balance de masa resulta innecesario; en cambio sí que existe una transferencia de calor.

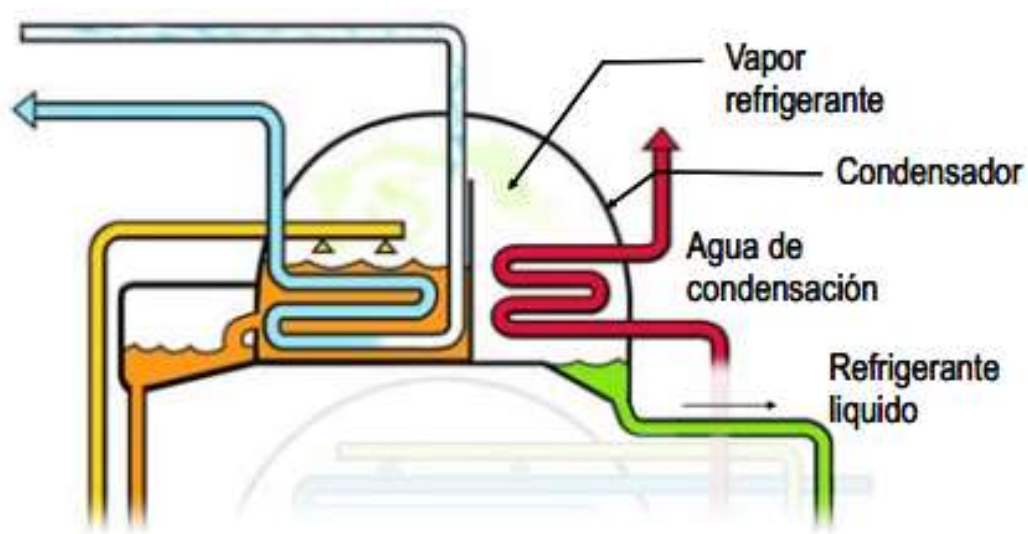


Figura 2.21 Funcionamiento de un condensador. Fuente: [www.upv.es](http://www.upv.es) (2014)

- Balance de energía

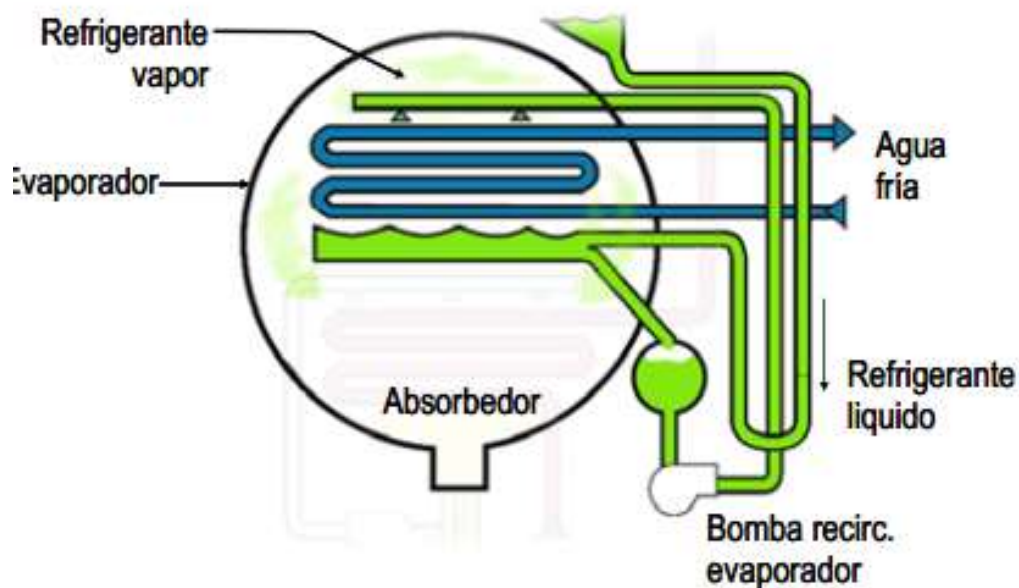
El calor cedido por el condensador a la atmosfera,

$$\dot{Q}_C = \dot{m}_r \cdot (i_1 - i_2) \quad (2.11)$$

#### 2.4.4 Evaporador

Se produce la evaporación del refrigerante. Esto permite absorber el calor latente del fluido secundario que se encuentra en el interior de los tubos, que normalmente es agua. Su esquema de funcionamiento puede observarse en la Figura 2.22.

Al igual que en el condensador, nos limitamos a realizar el balance de energía.



**Figura 2.22 Funcionamiento de un evaporador. Fuente: [www.upv.es](http://www.upv.es) (2014)**

- Balance de energía

El calor extraído del fluido secundario que fluye por el interior de los tubos del intercambiador,

$$\dot{Q}_E = \dot{m}_r \cdot (i_4 - i_3) \quad (2.12)$$

### 2.4.5 Válvula de estrangulamiento

Se reduce la presión de la disolución concentrada hasta la presión del absorbedor. Suponiendo que la válvula realiza un proceso isoentálpico,

$$i_8 = i_{10} \quad (2.13)$$

### 2.4.6 Válvula de expansión

Se transforma el refrigerante líquido desde la temperatura y presión de condensación, a la temperatura y presión de evaporación. Al igual que en la válvula de estrangulamiento, se supone proceso isoentálpico,

$$i_2 = i_3 \quad (2.14)$$

### 2.4.7 Bomba de disolución

Su función es hacer circular la disolución desde el absorbedor hasta el generador.

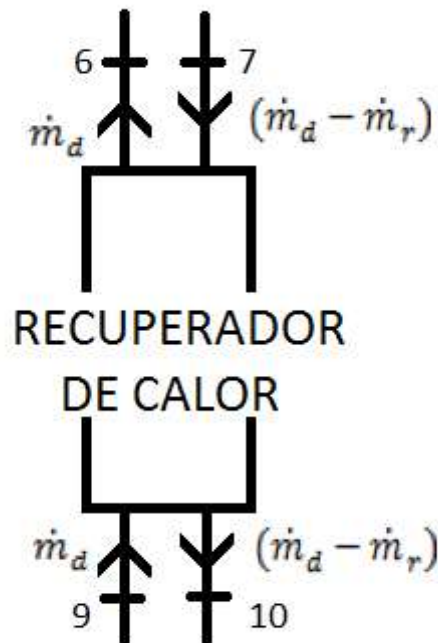
- Balance de energía

$$\dot{W}_e = \dot{m}_d \cdot (i_9 - i_5) \quad (2.15)$$

### 2.4.8 Recuperador de calor

En el intercambiador de recuperación de calor es necesario hacer notar el desequilibrio existente entre los caudales máscicos puestos en circulación, menor en el caso de la solución pobre que en la rica.

Observando la Figura 2.23, al recuperador de calor entra por un lado caudal de disolución  $\dot{m}_d$  con entalpía  $i_9$ , y por el otro caudal de solución fuerte en absorbente  $(\dot{m}_d - \dot{m}_r)$  con entalpía  $i_7$ . Tras el intercambio de calor, el flujo de caudal de disolución  $\dot{m}_d$  con entalpía  $i_6$  continúa hacia el generador, mientras que el flujo solución fuerte en absorbente  $(\dot{m}_d - \dot{m}_r)$  con entalpía  $i_{10}$  vuelve al absorbedor.



**Figura 2.23** Funcionamiento del recuperador de calor

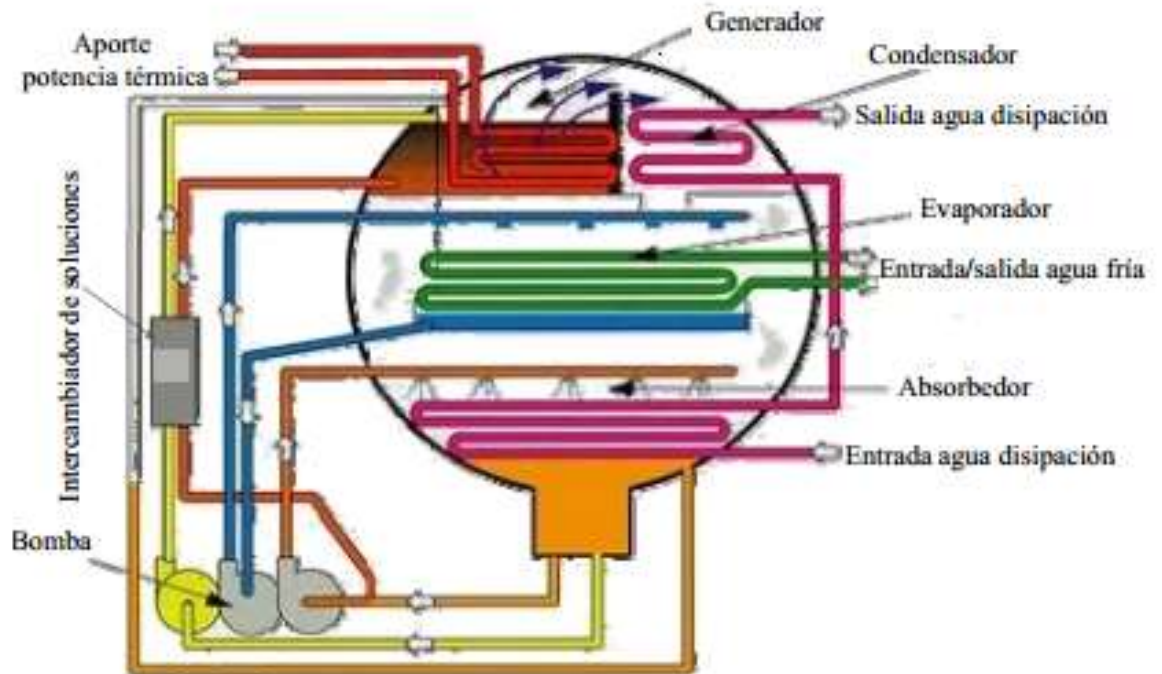
- Balance de energía

$$(\dot{m}_d - \dot{m}_r) \cdot (i_7 - i_{10}) = \dot{m}_d \cdot (i_6 - i_9) \quad (2.16)$$

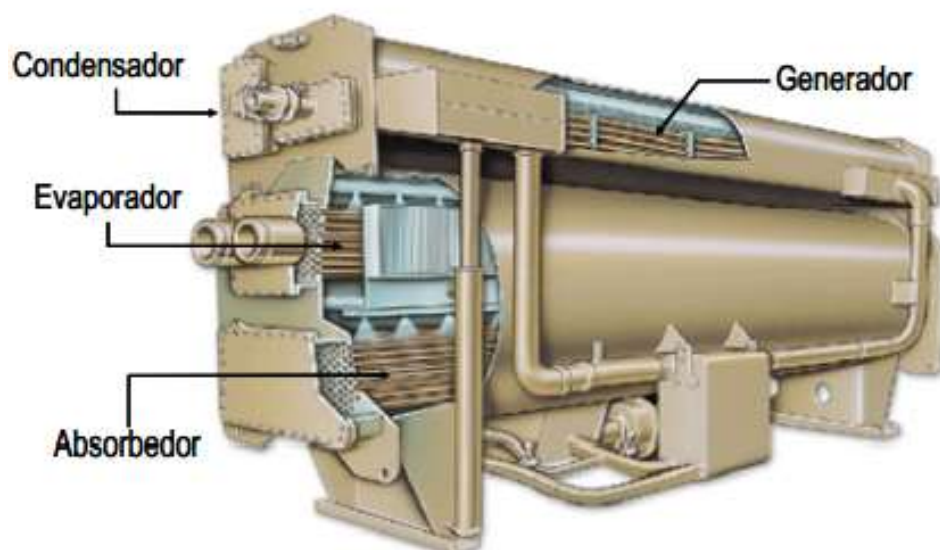
- Análisis de eficiencia

$$\varepsilon = \frac{T_7 - T_{10}}{T_7 - T_9} \quad (2.17)$$

En las Figuras 2.24 y 2.25, se puede observar la posición de cada uno de estos componentes descritos en el ciclo de absorción.



**Figura 2.24** Ciclo de absorción en una máquina de absorción unicarcasa.  
Fuente: [www.upv.es](http://www.upv.es) (2014)



**Figura 2.25** Máquina de absorción de doble carcasa. Fuente: [www.upv.es](http://www.upv.es) (2014)



## **3. GENERADOR**

En capítulos anteriores, se ha analizado la importancia del generador en el conjunto de la máquina de absorción, se ha descrito la funcionalidad del mismo, e incluso se han realizado balances de masa y energía; sin embargo, en este punto se profundiza aún más en torno a este dispositivo, sobre el que se centra este proyecto, estudiando sus tipos, su evolución y estudios anteriores de interés.

Así, comenzando por los tipos de generador, estos se pueden clasificar en función de la forma en la que se aporta el calor externo al mismo.

### **3.1 GENERADORES DE CALENTAMIENTO DIRECTO**

Se trata de los generadores en los que el calor se aporta directamente desde la fuente de energía. Puede ser mediante combustión en los que la llama incide directamente sobre las superficies del generador, o por calentamiento directo mediante resistencias eléctricas.

### **3.2 GENERADORES DE CALENTAMIENTO INDIRECTO**

Son aquellos en los que se utiliza un fluido caloportador que opera cediendo calor a la disolución que fluye por el intercambiador que actúa como el generador. El aporte de energía al fluido calefactor puede realizarse quemando algún combustible en una caldera, para producir agua caliente o vapor de agua, o bien utilizando calores residuales de distintos procesos, o calor de origen renovable.

Este tipo de generadores son los más utilizados actualmente pues como se ha mencionado, permiten la utilización de calores residuales y energía gratuita para satisfacer la entrada de calor.

En un principio, para equipos de absorción se utilizaban intercambiadores de tubo y carcasa como generadores, los cuales para determinadas aplicaciones han ido quedando obsoletos a favor de los intercambiadores de placas, que son más compactos.

#### **3.2.1 Intercambiador carcasa y tubos**

##### **Generadores de calentamiento indirecto de tipo inundado de tubos y carcasa**

Este tipo de intercambiadores se caracteriza porque el líquido permanece estancado en un recinto donde se sitúa un serpentín por donde circula el fluido de calentamiento. El tipo de ebullición es fundamentalmente ebullición nucleada, por lo que la diferencia de

temperaturas entre la pared y el fluido es la que caracteriza los coeficientes de transferencia de calor.

Estos intercambiadores tienen como principal ventaja la no dependencia de condiciones hidrodinámicas, y que el coeficiente global de transferencia de calor no es demasiado sensible a la cantidad de vapor generado. Como principal inconveniente tienen que, para mezclas con diferencias grandes entre sus temperaturas de saturación, se produce un aumento de la temperatura de ebullición por acumulación del componente pesado, lo cual reduce el gradiente de temperaturas disponibles para la ebullición.

Dentro de los generadores de tipo inundado, existen los generadores de vapor internos, que consisten en un haz de tubos encastrado directamente en el fondo de la columna de destilación, lo que los hace más económicos al ahorrar costes de la carcasa, aunque para aquellos diseños en los que se requieren diferencias de temperaturas pequeñas, las necesidades de área de intercambio del haz de tubos hace que sea imposible situarlos en la carcasa de la columna de destilación.

### **Generadores de calentamiento indirecto en flujo forzado de carcasa y tubos**

Se caracteriza porque la corriente de líquido fluye con un cierto componente de velocidad, lo que hace que se obtengan mejores coeficientes de transferencia de calor, y no se encuentran tan influenciados por la diferencia de temperaturas entre la pared y el líquido. Dentro de este tipo, quizás los más utilizados son los intercambiadores de flujo forzado inducido por termosifón.

El interés de un intercambiador de flujo forzado como generador en máquinas de absorción surge cuando se requieren diferencias de temperaturas pequeñas entre el fluido de calentamiento y el fluido de ebullición. Son por lo tanto adecuados para utilizarlos con mezclas binarias con una diferencia de temperaturas de ebullición grande. En el diseño de este tipo de intercambiadores debe tenerse en cuenta las características de las conexiones de salida del intercambiador, porque son propensos a inestabilidades y bajos ratios de recirculación si han sido mal diseñados.

Sin embargo, hay que tener cuidado con el uso de termosifones en los equipos de absorción ya que el diseño de estos requiere conocer las características hidrodinámicas y de transferencia de calor en ebullición y un mal diseño compromete toda la instalación.

Los generadores con termosifón pueden ser horizontales, produciéndose la ebullición en el lado de la carcasa, o de tipo vertical, donde puede producirse la ebullición tanto en la parte de la carcasa como en el interior de los tubos, siendo más común en el interior de



los tubos. El diseño horizontal se caracteriza por obtener ratios de circulación elevados, lo que redundaría en altas eficiencias en el intercambio de calor, y un mejor comportamiento a los problemas de ensuciamiento. Además, la separación de las fases en este tipo de generadores es problemática para mezclas con altas diferencias de temperatura pues el componente pesado se tiende a acumular en el generador, aumentando la temperatura de ebullición. En cambio, en el diseño vertical el parámetro crítico es el diámetro del tubo. Existe la posibilidad de establecer el flujo forzado por medio de una bomba, pero el uso de la bomba de recirculación aumenta los costes de la instalación, por lo que solo estaría justificada para flujos muy viscosos o en el caso de que el riesgo de ensuciamiento fuera alto.

### **Generadores de calentamiento indirecto en película descendente de carcasa y tubos**

Este tipo de generadores se caracteriza porque el fluido se evapora a partir de una capa delgada sobre una pared.

Al igual que los generadores de flujo forzado, pueden ser horizontales produciéndose la ebullición en el lado de la carcasa, o de tipo vertical, con la película en el exterior o el interior de los tubos.

Este tipo de generadores se suelen utilizar cuando los gradientes de temperatura disponibles son pequeños, pues siguen ofreciendo coeficientes de ebullición altos. Los más comunes tienen la evaporación en el interior de los tubos con el líquido introducido en la parte superior y cayendo por gravedad en forma de una delgada película. La principal desventaja de producir vapor en el interior de los tubos es que se necesitan diámetros de tubo mayores haciendo este tipo de unidades más grandes. La principal ventaja de este tipo de generadores es que al encontrarse estos tubos sin presión estática entre la cabeza y el fondo, no existe un efecto de aumento de la temperatura de ebullición, por lo que los hacen adecuado para condiciones de alto vacío. Este tipo de configuración es una buena solución para mezclas con diferencias de temperatura de saturación grandes y los casos en que se tengan condiciones de vacío, como es el caso de la mezcla agua-bromuro de litio.

Las configuraciones de generadores más comunes en la literatura sobre las máquinas de absorción y el proceso de desorción son los generadores que implican ebullición nucleada en la piscina, como por ejemplo, generadores de calentamiento indirecto de tipo inundado de tubos y carcasa, y generadores de película descendente sobre tubos

horizontales o verticales, es decir, generadores de calentamiento indirecto en película descendente de tubos y carcasa. Como se ha mencionado en la descripción de este último tipo de intercambiadores en apartados anteriores, estos son más adecuados con fuentes de calor de baja temperatura (*Fujita*, 1993). Además, los estudios realizados por *Charters et al.* (1982) y *Yoshitomi et al.* (1981) sugieren que se requiere una temperatura de sobrecalentamiento (diferencia de temperaturas entre la pared y la temperatura de saturación de la solución) de aproximadamente 10°C para que comience la ebullición.

*Kim y Kim* (1999) estudiaron la desorción de la caída de películas delgadas en los tubos a temperaturas de sobrecalentamiento de la pared de menos de 10°C para evitar la ebullición. Observaron una mejora en la tasa de desorción al aumentar la presión, y argumentaron que las altas temperaturas de la solución a altas presiones de desorción disminuyen la viscosidad y el espesor en los tubos.

### 3.2.2 Intercambiador de placas

Inicialmente predominaba el uso de intercambiadores de carcasa y tubos para ser utilizados como dispositivos de una máquina de absorción, por ello se puede encontrar una notable mayor cantidad de literatura sobre estos intercambiadores que sobre los intercambiadores de placas para esta aplicación. Sin embargo, en los últimos años, muchos de los estudios realizados en este marco reflejan la necesidad de encontrar un sistema de refrigeración a pequeñas escalas, para por ejemplo, como se estudiará en mayor profundidad más adelante, aplicaciones como la refrigeración de pequeños dispositivos electrónicos (*Kim et al.* 2008).

Es sabido que una de las principales ventajas de los intercambiadores de placas frente a los de carcasa y tubo es su compacidad, característica que encaja perfectamente en estos desarrollos llevados a cabo recientemente. Por esto, los intercambiadores de placas están robando el protagonismo a los de carcasa y tubos y se pueden encontrar interesantes estudios sobre los mismos en la literatura abierta.

Las configuraciones más efectivas para el intercambio de calor en un generador de una máquina de absorción han sido estudiadas por *Shitara y Nishiyama* (1995), y se presentan en la Figura 3.1.

#### **Generadores de calentamiento indirecto en intercambiador de placas con flujo en sentido único hacia arriba tanto para solución como para vapor**

En esta configuración encontraron que los coeficientes de transferencia de calor

dependían de la posición del intercambiador. En la parte baja del generador se generaba vapor inmediatamente cuando entra la solución y se observaban coeficientes de transferencia de calor altos. En la parte superior del intercambiador, debido a la cantidad de vapor generada, se manifestaba una pérdida de área de transferencia de calor, de forma que el coeficiente de transferencia de calor disminuía.

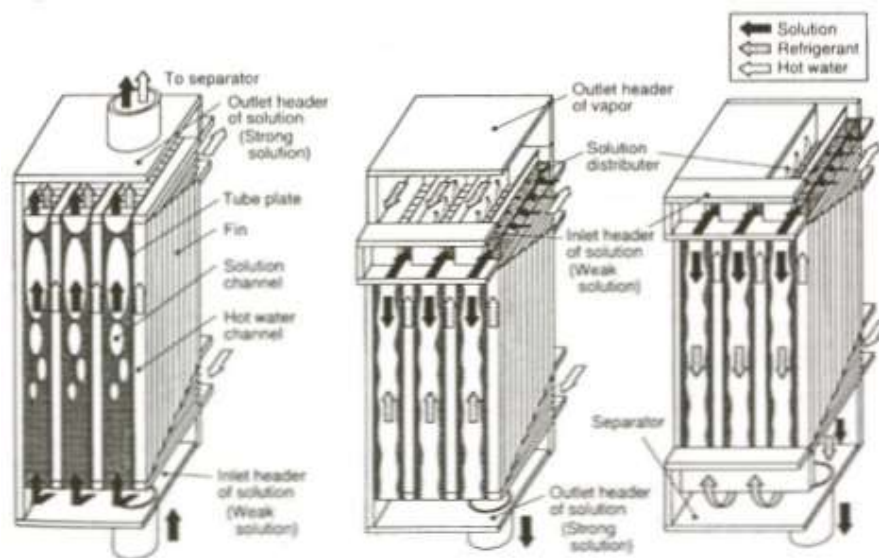
### **Generadores de calentamiento indirecto en intercambiador de placas con flujo en hacia abajo de la solución y hacia arriba para vapor**

La mayor problemática encontrada con este tipo de configuración es la inundación de los canales para generaciones altas de vapor, por lo que no es recomendada.

### **Generadores de calentamiento indirecto en intercambiador de placas con flujo en sentido único hacia abajo tanto para solución como para vapor**

Los autores no encontraron en este caso limitaciones de operación.

Tanto para esta configuración como para la anterior, es decir, las dos de película descendente, la cantidad de vapor influenciaba en gran medida los coeficientes de transferencia de calor, lo que refleja una predominancia de la ebullición convectiva. En el primer caso, donde el flujo de solución y el flujo de vapor circulan en el mismo sentido hacia arriba los coeficientes de transferencia de calor eran proporcionales al cuadrado de la diferencia de temperaturas, reflejando efectos de nucleación en los experimentos.



**Figura 3.1 Los tres tipos de intercambiador de placas en el correspondiente orden en que han sido citados (de izquierda a derecha). Fuente: Shitara y Nishiyama (1995)**

En cuanto a los estudios realizados:

*Marcos et al (2008)* realizaron numerosos experimentos en un intercambiador de placas que actuaba como un desorbedor a alta temperatura con el fin de determinar los coeficientes de transferencia de calor en el proceso de ebullición. El par de fluido fue aceite térmico-LiBr y se consiguieron registrar los suficientes datos como para calcular el coeficiente global de transferencia de calor y el coeficiente de transferencia de calor para la solución LiBr- H<sub>2</sub>O en flujo forzado. A su vez, se calculó la caída de presión producida por la ebullición del refrigerante. Se demostró que la mayor parte del calor suministrado al generador es utilizado para el proceso de desorción del refrigerante.

*Zacarías et al. (2010)* presentaron el estudio experimental de un intercambiador de calor de placas de fusión (PHE) durante condiciones de ebullición de una solución de nitrato de litio en amoníaco. Esta investigación se centra en una evaluación de los parámetros térmicos y de caída de presión, actuando el intercambiador en condiciones de trabajo de un generador de una máquina de absorción de simple efecto.

*Venegas et al. (2012)* realizaron la evaluación experimental sobre la transferencia de calor durante la ebullición de solución de nitrato de amoníaco-litio subenfriado y saturado en un intercambiador de calor de placas de fusión el cual actuaba bajo las condiciones típicas de funcionamiento de una máquina de absorción de simple efecto.

*García-Hernando N. et al. (2011)* estudiaron la influencia de la caída de presión en un intercambiador de placas sobre la temperatura de ebullición para pares de fluidos LiBr-H<sub>2</sub>O y NH<sub>3</sub>-H<sub>2</sub>O. Para este segundo par de fluidos se comprobó que se pueden permitir altas caídas de presión en la solución sin que se observen cambios significantes en la temperatura de saturación y el rendimiento del intercambiador de placas. Para el caso de LiBr-H<sub>2</sub>O, como la presión de trabajo normalmente es pequeña, esta caída de presión debe tomarse como un parámetro limitante en el uso de intercambiadores de placas como generadores. En este caso, la caída de presión afectaba considerablemente la temperatura de ebullición de la solución entrante en el intercambiador, y por lo tanto, podía ser necesaria una mayor temperatura del fluido de calentamiento.

*Bourouis M. et al. (2014)* realizaron una caracterización experimental del proceso de absorción y desorción en una máquina de absorción utilizando intercambiadores de placas. Los pares de fluidos utilizados son el NH<sub>3</sub> / LiNO<sub>3</sub> y NH<sub>3</sub>/(LiNO<sub>3</sub> + H<sub>2</sub>O) y se presenta una breve revisión de las propiedades termodinámicas y de transporte disponibles en la literatura abierta.

### 3.2.3 Tipos de instalación según la energía de entrada al generador

Existen tres tipos principales de instalación con obtención de efluentes térmicos residuales o gratuitos en los que se recomienda mayoritariamente la instalación de máquinas de absorción.

#### Instalaciones con cogeneración para producción de agua caliente y motores de combustión.

La máquina de absorción puede ser alimentada con energía térmica procedente de los motores de combustión. Esta energía se obtiene de la recuperación del calor de los humos procedentes de la combustión y del agua caliente de refrigeración de las camisas del motor. El esquema de esta configuración se presenta a través de la Figura 3.2.

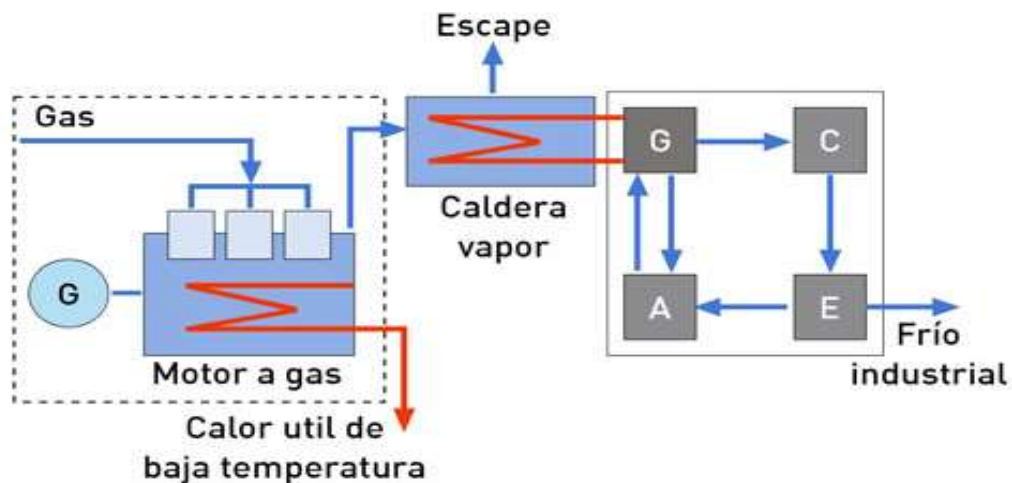


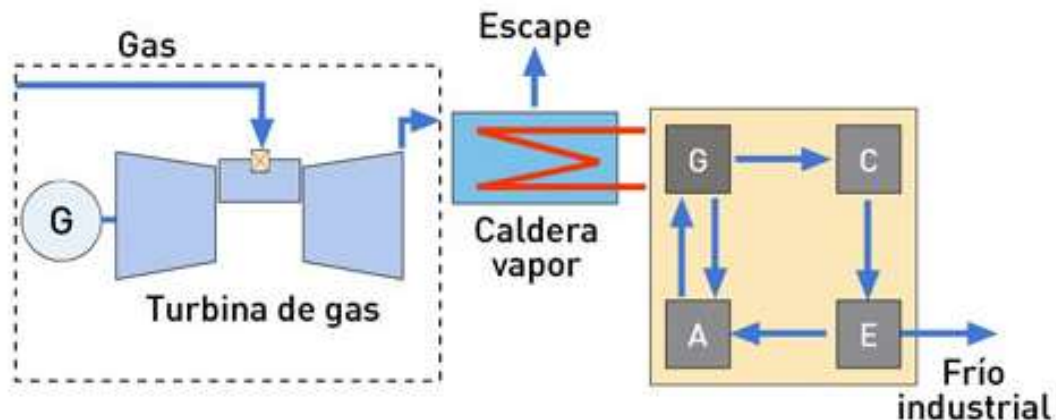
Figura 3.2 Ciclo de absorción alimentado por cogeneración de motores de combustión. Fuente: [www.empresaeiciente.com](http://www.empresaeiciente.com) (2014)

#### Instalaciones con cogeneración para producción de vapor y calderas de recuperación

En las calderas de recuperación para gases de escape de turbinas se obtiene vapor a distintas presiones que puede utilizarse para las máquinas de absorción. De esta manera se puede obtener un rendimiento de en torno a un 30% de la potencia aportada en combustión como potencia frigorífica disponible.

Las instalaciones de cogeneración mediante turbina de gas y ciclo combinado con ciclo de vapor exigen que el consumo eléctrico sea constante, ya que la turbina alcanza sus máximos rendimientos a plena carga, siendo desaconsejable su utilización para instalaciones que van a ser utilizadas frecuentemente a carga parcial.

El esquema de esta configuración se presenta a través de la Figura 3.3.



**Figura 3.3** Ciclo de absorción alimentado por cogeneración de turbina de gas.

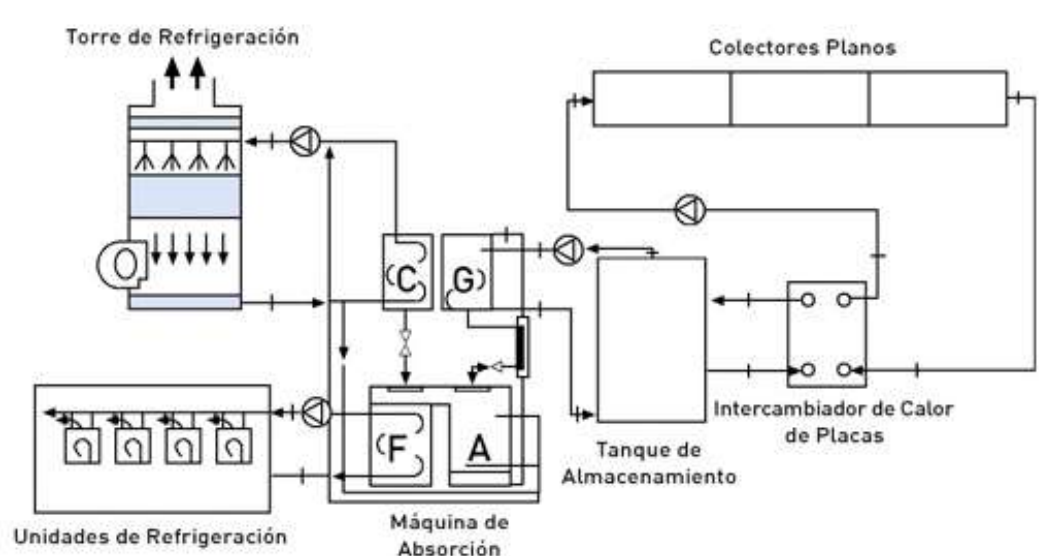
Fuente: [www.empresaeiciente.com](http://www.empresaeiciente.com) (2014)

### Instalaciones con energía solar

Los paneles solares producen agua caliente a una temperatura aproximada de 80°C; y mediante un intercambiador de calor, el circuito de los paneles cede su energía al agua almacenada en un tanque de acumulación.

La máquina de absorción se alimenta con el agua caliente del tanque, y produce frío que es distribuido en él a través de los fan-coils.

El esquema de esta configuración se presenta a través de la Figura 3.4.



**Figura 3.4** Ciclo de absorción alimentado por energía solar.

Fuente: [www.empresaeiciente.com](http://www.empresaeiciente.com) (2014)

### 3.3 ESTUDIOS PREVIOS UTILIZANDO MEMBRANAS EN EL GENERADOR

A continuación, se exponen los estudios más relevantes que investigan la viabilidad de esta tecnología.

*Schoffield et al. (1990)* desarrolló la ecuación para la transferencia de masa y energía en el proceso de destilación por membrana. Se introdujo el concepto de temperatura de polarización en la destilación por membrana y se demostró la importancia de la misma a la hora de interpretar los resultados experimentales.

Por primera vez, *Sudoh M. et al. (1997)* describió las características del proceso de destilación por membrana en contacto directo con la solución de LiBr (concentración 0-55% en peso), en el que se usó una membrana hidrófoba de politetrafluoroetileno (PTFE). Los autores afirman que la capa límite de concentración y la capa límite térmica eran casi insignificantes en el proceso de destilación. Sin embargo, la influencia del flujo y temperatura de alimentación en el flujo de permeación no se menciona en el artículo.

*Riffat y Bol (2004)* informaron de un estudio sobre una ARS (Absorption Refrigeration System) en el que se introduce un dispositivo de desorción a base de membrana en un sistema convencional. Se logró obtener un COP de 0,06 cuando el sistema fue alimentado con agua caliente a 80°C con un absorbedor y condensador enfriando agua a una temperatura de 30°C. Los autores sugirieron que el bajo valor del COP del sistema, en comparación con un valor teórico mucho mayor de 0,5, podría mejorarse mediante el uso de membranas de mayor permeabilidad. El estudio menciona el uso de membranas de polímero y de silicio poroso, pero no proporciona ninguna información sobre las propiedades geométricas de la membrana y las propiedades de transporte ni tampoco proporciona un análisis de las características termohidráulicas del flujo de desorción (el espesor de flujo de la solución, velocidad, etc.).

*Thorud et al. (2006)* estudiaron los efectos del espesor de flujo de la solución y la diferencia de presión a través de la membrana sobre la tasa de desorción de vapor de agua en un dispositivo de desorción a base de membrana. Sus estudios sobre dos espesores de microcanales 170 y 745 micras mostraron una mayor tasa de desorción en el caso de canales de 170 micrones de espesor. Además, sus pruebas mostraron un aumento en la tasa de desorción cuando se aumentó la diferencia de presión a través de la membrana de 6,0 a 12 kPa.



*Kim et al. (2008)* desarrollaron un sistema de bomba de calor en miniatura basado en absorción. Este estudio vino motivado por la necesidad de la disipación de las altas temperaturas que se generan en chips electrónicos de alto rendimiento, como los microprocesadores. Trabajaron con el par de fluido LiBr-agua, analizando la actuación del conjunto generador-condensador. El generador, de microcanales, y el condensador, aletas, se comunicaban a través de una membrana hidrófoba.

*Wang et al. (2009)* presentaron el proceso de desorción de una solución acuosa de bromuro de litio mediante la destilación por membrana de vacío. Se utilizó como dispositivo de desorción un módulo de membrana de fibra hueca hecha con fluoruro de polivinilideno. Los resultados mostraron que la permeación del flujo de vapor de agua aumenta con el aumento de la temperatura de alimentación y del flujo de alimentación. A su vez, el flujo de permeación aumentaba con la caída de presión absoluta en el lado de la carcasa. En este estudio, la destilación mediante membrana de vacío para el sistema de refrigeración por absorción de bromuro de litio demostró ser un modo de desorción eficiente y barato.

*Isfahani et al. (2013)* presentaron un estudio sobre la eficacia de las membranas nanofibras altamente porosas para su aplicación en absorbedores y desorbedores basados en membranas. Estudios de permeabilidad mostraron que membranas con un tamaño de poro mayor de aproximadamente 1 micra tienen una permeabilidad suficiente para su aplicación en el intercambiador de calor del absorbedor. En cambio, para el intercambiador de calor de desorción se verificó que podía ser usada membranas con poros más pequeños. Se llevaron a cabo estudios paramétricos en ambos procesos de absorción y desorción. Para el proceso de desorción los estudios se centraron en los efectos de la temperatura de la pared, las presiones de vapor de la solución, y la velocidad de la solución sobre la tasa de desorción. Se lograron tasas de absorción y desorción significativamente mayores que en los absorbedores y desorbedores de película descendente.

*Isfahani et al. (2014)* estudió la física de la desorción de agua en un flujo de solución de bromuro de litio (LiBr) a través de una matriz de microcanales tapados por una membrana hidrófoba porosa. Se estudiaron los efectos de diferentes parámetros tales como la temperatura de la pared y de la solución, la presión de vapor, y el flujo de masa de la solución sobre la tasa de desorción. Se analizaron dos mecanismos diferentes de desorción: (1) difusión directa de moléculas de agua fuera de la solución y su posterior flujo a través de la membrana y (2) la formación de burbujas de vapor de agua dentro de



la solución y su ventilación a través de la membrana. El modo desorción dominante a bajas temperaturas de la superficie resultó ser la difusión directa, y su magnitud puede relacionarse directamente con la presión de vapor, la concentración de la solución, y la temperatura de la pared calentada. La desorción en el régimen de ebullición fue controlada predominantemente por la presión de flujo de la solución y el flujo de masa. Estudios de visualización a microescala sugirieron que en un flujo de masa crítico, algunas burbujas llevan a cabo la desorción a través de los microcanales de la solución en lugar de ser ventilado a través de la membrana. Finalmente, se logró un orden de magnitud mayor de tasa de desorción en comparación con un estudio previo en un dispositivo de desorción a base de membrana.

De acuerdo con la revisión bibliográfica que hemos realizado, teniendo en cuenta la documentación disponible en la literatura abierta, existen muy pocos estudios tanto teóricos como experimentales sobre el tema. También se ha podido constatar un interés creciente en la aplicación de tecnologías de membranas a máquinas de absorción.



## **4. USO DE MEMBRANAS**

## 4.1 INTRODUCCIÓN DE LAS MEMBRANAS AL GENERADOR DE LAS MÁQUINAS DE ABSORCIÓN

Los sistemas de refrigeración por absorción (ARS *Absorption Refrigeration System*) existentes emplean grandes máquinas que son tanto voluminosas como caras. El alto coste inicial del sistema así como sus necesidades de operación y mantenimiento han limitado el uso de los ARS para las grandes instalaciones. El desarrollo de sistemas más compactos, de bajo coste y robustos para aplicaciones a pequeña escala podría ampliar el uso de estos sistemas de absorción.

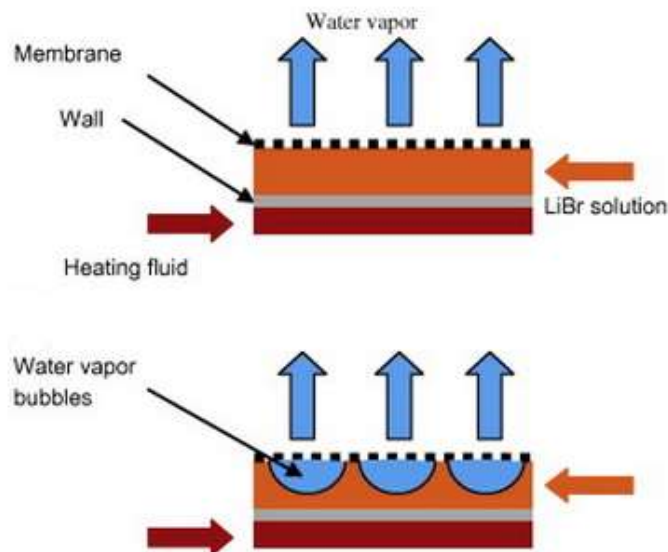
Dependiendo de la elección de los pares de fluido de trabajo, los sistemas de absorción más habituales se clasifican en sistemas de amoníaco-agua y sistemas de agua-bromuro de litio (LiBr-agua). Los estudios que serán analizados a continuación, se centran en el sistema de agua LiBr en el que se utiliza agua como refrigerante y una solución de agua LiBr como absorbente.

Se sabe que el sistema de refrigeración por absorción con LiBr (LBARS) difiere de los sistemas de refrigeración por compresión en que su rendimiento viene impulsado por la energía calorífica en lugar de por la energía mecánica. Sin embargo, como se ha expuesto anteriormente, el coeficiente de operación (COP) en el sistema de refrigeración por absorción es mucho menor que en los enfriadores de compresión (*Vargas et al.* 2009). LBARS tiende a tener un rendimiento de ahorro energético elevado, ya que puede utilizar calor residual. Con la escasez de energía, la energía de bajo nivel térmico, como la energía solar, la geotérmica y la energía de baja temperatura del calor residual, los LBARS se han convertido en muy útiles y eficientes. Sin embargo, no toda la energía regenerativa se puede utilizar como generadora de calor porque la temperatura de la energía regenerativa es relativamente menor que 85°C (*Ma et al.* 1998). LBARS tradicionales de simple efecto no pueden operar de forma efectiva cuando son alimentados con recursos caloríficos a temperaturas menores a los 80°C debido al bajo COP, y al hecho de que la solución de LiBr acuoso debe calentarse hasta su punto de ebullición de manera que el agua puede vaporizarse de la solución y ser transportada de manera continuada. La gran superficie de contacto necesaria para separar el vapor de agua de la solución LiBr acuosa hace al generador tradicional demasiado voluminoso y pesado para ser instalado en dispositivos de pequeña escala. Por lo tanto, desde el punto de vista de la aplicación de energía de bajo nivel térmico y pequeña escala el generador tradicional en LBARS parece deficiente.

Para mejorar el proceso de desorción a través de la reducción de la resistencia que las moléculas de agua encuentran cuando se difunden fuera de la solución, ésta puede ser limitada mecánicamente en microcanales por una membrana hidrófoba porosa, formando así películas delgadas.

La destilación por membrana (*MD, Membrane Destilation*) es un proceso de extracción de vapor de la solución acuosa a una temperatura que puede ser mucho menor que el punto de ebullición de la solución, como se puede visualizar en la Figura 4.1. Este punto de ebullición se define como la temperatura a la cual la presión de vapor de la solución acuosa es igual a la presión del ambiente que la rodea.

Además, se sabe que la tasa de crecimiento de las burbujas es lenta en la solución de LiBr (Nakoryakov et al.) debido al bajo coeficiente de difusión del agua. La tasa de crecimiento de las burbujas es un orden de magnitud más lento que en agua pura, el crecimiento de la burbuja en la solución de LiBr está limitado por la difusión de masa en lugar de por la transferencia de calor, como en el agua pura. Por lo tanto, se requiere una temperatura significativa de sobrecalentamiento de la superficie para que las burbujas puedan hacerse lo suficientemente grandes como para apartarse de la superficie de transferencia de calor (la fuerza de flotación debe ser superior a las fuerzas de tensión superficial durante el proceso de salida). A temperaturas moderadas, las burbujas permanecen en la superficie e impiden el proceso de transferencia de calor. El flujo de ebullición de la solución a través de microcanales delgados puede reducir potencialmente este problema, ya que las fuerzas de arrastre pueden eliminar pequeñas burbujas de la superficie.



**Figura 4.1** Proceso de desorción en el generador. Fuente: Isfahani et. al (2013)

El mecanismo de transporte de vapor de agua es el siguiente: Se forma una interfaz líquido-vapor en las entradas de los poros de la membrana. Al mantener una diferencia de temperatura entre ambos lados de la membrana, aparece una diferencia de presión de vapor de agua. Como resultado, las moléculas de agua se evaporan en la interfase caliente, atraviesan la membrana en fase de vapor y se condensan en el lado frío. Por otra parte, la fuerza motriz de la difusión del vapor de agua a través de los poros de las membranas es la diferencia de presión del vapor de agua causada por la diferencia de temperatura entre ambos lados de la membrana, es decir, no necesita la alimentación caliente para ser calentado hasta el punto de ebullición de la solución acuosa mientras exista la diferencia de temperatura entre los dos lados de la membrana porosa. En cambio, en el proceso de destilación tradicional, la solución debe calentarse al menos hasta el punto de ebullición de la solución para que tenga lugar el proceso de separación. Por lo tanto, el proceso de destilación por membrana muestra una significativa superioridad respecto al proceso de destilación tradicional en términos de requisito de temperatura de entrada por parte del calentador.

La destilación por membrana, que comprende el proceso de separación de membrana y el proceso de destilación, es una nueva técnica que se está haciendo popular en procesos de separación de solución. Es ampliamente utilizada en el tratamiento de aguas residuales, purificación del agua, concentración de la solución y cristalización, etc.

Como se expondrá en apartados posteriores, los materiales utilizados en este tipo de membranas microporosas hidrófobas son polipropileno (PP), politetrafluoroetileno (PTFE), y el fluoruro de polivinilideno (PVDF). De acuerdo con los métodos de funcionamiento en refrigeración de vapor de agua, el modo de destilación por membrana de vacío se puede clasificar en destilación por membrana con contacto directo (*DCMD Direct Contact Membrane Distillation*), destilación por membrana con hueco de aire (*AGMD Air Gap Membrane Distillation*), destilación por membrana con barrido de gas (*SGMD Sweeping Gas Membrane Distillation*), y destilación por membrana de vacío (*VMD Vacuum Membrane Distillation*). Existen dos condiciones básicas para que el proceso de separación en destilación por membrana pueda funcionar con normalidad: una es la hidrofobicidad del material de la membrana que asegura que solo el vapor de agua puede difundirse a través de los poros de la membrana mientras que la solución líquida no puede. La otra es la diferencia de presión de vapor de agua causada por la diferencia de temperatura entre los dos lados opuestos de la membrana. La diferencia de presión de vapor de agua, que funciona como la fuerza motriz, hace posible que el vapor

de agua se difunda a través de los poros de la membrana y se genere un suficiente flujo de ebullición sin la necesidad de una alimentación de calor hasta alcanzar el punto de ebullición (*Qtaishat et al.*, 2008).

Además, el volumen del módulo es pequeño y el peso es bajo en comparación con el generador tradicional. El módulo de la membrana de fibra hueca es ligero y práctico ya que PP, PTFE y PVDF resultan macromoléculas de material orgánico en lugar de material metálico. Por ejemplo, la densidad del material PVDF es de aproximadamente  $1,75$  a  $1,78 \cdot 10^3 \text{ kg/m}^3$ , mientras que la densidad del cobre es  $7,9 \cdot 10^3 \text{ kg/m}^3$ , lo cual demuestra la mayor ligereza del primero. El módulo también se monta fácilmente y puede disponerse tanto en serie como en paralelo. Además, la membrana de fibra hueca puede ofrecer una enorme área de contacto específica para la solución en un espacio limitado, un área de contacto casi 7 veces tan grande como la de metal en el módulo de construcción y volumen similares (*Wang et al.*, 2009). Por todos estos puntos, el módulo de destilación por membrana es más ventajoso que los tradicionales.

## 4.2 CARACTERÍSTICAS DE LA MEMBRANA

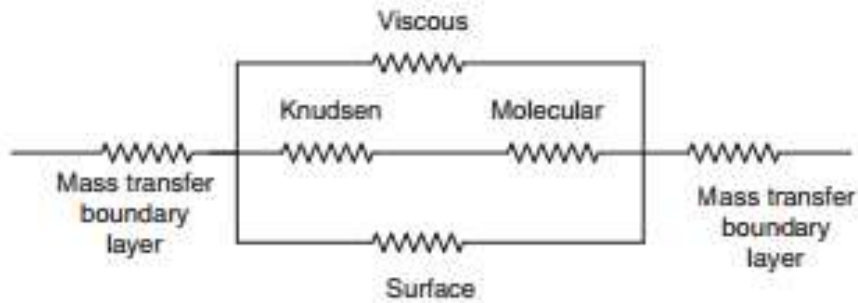
Como ya se ha mencionado, se utilizan membranas hidrófobas microporosas para el proceso de MD. Como regla general, la membrana utilizada en el proceso de MD debería tener una baja resistencia a la transferencia de masa y una baja conductividad térmica para evitar las pérdidas de calor a lo largo de ella, además de tener una buena estabilidad térmica para temperaturas extremas. A continuación se describirán las principales variables que se han tenido en cuenta a la hora de realizar el estudio de mercado de membranas:

### 4.2.1 Grosor de la membrana

El grosor de la membrana es una característica significativa en el proceso de MD. Existe una relación inversamente proporcional entre el grosor de la membrana y el flujo a través de la misma. Este último se ve reducido a medida que tomamos una membrana más gruesa, debido a que la resistencia a la transferencia de masa aumenta. Las pérdidas de calor también se ven reducidas con membranas más gruesas.

La transferencia de masa en el proceso de MD está controlada por 3 mecanismos básicos como son la difusión de Knudsen, el flujo de Poiseuille y la difusión molecular. Esto da lugar a numerosos tipos de resistencia a la transferencia de masa resultantes del

momento ejercido sobre la membrana (resistencia viscosa), de la colisión de moléculas con otras moléculas (resistencia molecular) o propia de la membrana (resistencia de Knudsen). Respecto a la última resistencia de la Figura 4.2, “Surface Resistance”, se puede decir que es despreciable, pues el área superficial de la membrana es pequeña comparada con el área de los poros.



**Figura 4.2 Resistencias a la transferencia de masa en el proceso de destilación por membrana.**  
Fuente: Alkhudhiri et. al (2011)

La morfología de la membrana ha sido estudiada teóricamente por *Lagana et al.* concluyéndose que el grosor óptimo de la membrana debe ser en torno a los 30  $\mu\text{m}$  -60  $\mu\text{m}$ .

#### 4.2.2 Porosidad de la membrana

El concepto de porosidad de una membrana se define como el volumen de todos los poros frente al volumen total de la membrana. Valores altos de porosidad conllevan una mayor área superficial de evaporación. En términos generales, una membrana con una alta porosidad tiene un alto flujo de permeación y bajas pérdidas de calor por conducción. La porosidad ( $\varepsilon$ ) puede determinarse mediante la ecuación de Smolder-Franken:

$$\varepsilon = 1 - \frac{\rho_m}{\rho_{pol}} \quad (4.1)$$

Donde  $\rho_m$  y  $\rho_{pol}$  son las densidades de la membrana y del material polimérico, respectivamente.

De acuerdo con *El-Bourawi et al.*, la porosidad de la membrana en el proceso de MD puede variar desde un 30% a un 85%.

#### 4.2.3 Tortuosidad de la membrana

La tortuosidad ( $\tau$ ) es la desviación de la estructura de poros respecto a su teórica

forma cilíndrica. Así, a mayores valores de tortuosidad, más reducido se verá el flujo de permeación. La más precisa correlación para el cálculo de este valor fue sugerida por Macki-Meares:

$$\tau = \frac{(2 - \varepsilon)^2}{\varepsilon} \quad (4.2)$$

#### 4.2.4 Tamaño de poro

En el proceso de MD se utilizan membranas cuyo tamaño de poro está entre 100 nm y 1  $\mu\text{m}$ . Al aumentar el tamaño de poro aumenta el flujo de permeación. Si la aplicación requiere altos valores de flujo de permeación, el tamaño de los poros deberá ser elevado. Si se pretende evitar el paso de líquido a través de la membrana, como es la aplicación concreta de este proyecto en el que la membrana en el generador de la máquina de absorción será la interfaz entre el vapor de agua generado por ebullición y la solución acuosa de LiBr, será más eficiente la elección como tamaño de poro el mínimo posible. A su vez, el tamaño de poro dependerá del fluido de trabajo y las condiciones de operación. En este caso se realiza una simulación con el mismo par LiBr-agua y condiciones de operación similares que *Ahmed Hamza H. et al.*, el cual afirma que el tamaño de los poros debe estar en el rango de 0,45  $\mu\text{m}$ - 1  $\mu\text{m}$ .

#### 4.2.5 Conductividad térmica

La conductividad térmica de la membrana puede ser calculada en base a la conductividad térmica de tanto el polímero  $k_{\text{pol}}$ , como del gas  $k_g$ , en este caso vapor de agua. La conductividad térmica del polímero depende de la temperatura, del grado de cristalinidad, y de la forma de los correspondientes cristales del polímero. La conductividad térmica de la mayoría de los polímeros es similar. Por ejemplo, la conductividad térmica del PVDF, PTFE y PP a 23°C es 0,17-0,19, 0,25-0,27 y 0,11-0,16  $\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$  respectivamente.

La conductividad térmica del PTFE puede ser estimada mediante la siguiente ecuación:

$$k_s = 4,86 \cdot 10^{-4} \cdot T + 0,253 \quad (4.3)$$

Siento  $T$  la temperatura del material polimérico de la membrana en Kelvin.

La conductividad térmica de la membrana se toma normalmente, como se ha



mentionado anteriormente, como dependiente de ambas conductividades térmicas, tanto del polímero como del gas:

$$k_m = (1 - \varepsilon) \cdot k_s + \varepsilon \cdot k_g \quad (4.4)$$

Sin embargo, *Phattaranawik et al.* sugirieron que debería ser calculada en base a sus resistencias, en vez de sus conductividades:

$$k_m = \left[ \frac{\varepsilon}{k_g} + \frac{(1 - \varepsilon)}{k_s} \right]^{-1} \quad (4.5)$$

*Khayer et al.* propusieron maneras de reducir el calor perdido por conducción a través de la membrana, mediante el uso de membranas de materiales con baja conductividad térmica, usando unos valores altos de porosidad y una membrana gruesa.

## 4.3 TIPOS DE MATERIALES PARA LAS MEMBRANAS

Hoy en día, existen diferentes técnicas de fabricación para crear membranas dependiendo del material. Por ejemplo, las membranas de PVDF se realizan mediante inversión de fase, mientras que las membranas de PTFE se fabrican por estiramiento o sinterización. Las membranas de PP pueden fabricarse mediante inversión de fase o estiramiento.

Además, dicha membrana debería estar unida a una capa que sea capaz de soportar los esfuerzos mecánicos a los que está sometido el absorbedor de la máquina de absorción.

### 4.3.1 Polipropileno

El polipropileno (PP) es similar en muchos aspectos a polietileno de alta densidad (HDPE). Sin embargo, en vez de formar una larga cadena de polímeros formada por componentes  $\text{CH}_2$  que se repiten, la molécula de polipropileno tiene una serie de grupos  $\text{CH}_3$  que cuelgan de la cadena principal de carbono. El PP es isotáctico, es decir, los grupos  $\text{CH}_3$  están orientados a un lado de la estructura principal de carbono. Esta orientación genera un mayor grado de cristalinidad, haciendo el PP más rígido y más resistente a la fluencia viscoelástica (la tendencia a deformarse bajo tensión) en comparación con polietileno (PE). El polipropileno se obtiene mediante la polimerización

del propileno en presencia de catalizadores alquilmetálicos.

El propileno es el polímero comercial de más baja densidad y facilidad de moldeo. Se utiliza en una gran cantidad de láminas, fibras y filamentos. Entre sus propiedades cabe destacar su alto punto de fusión (no funde por debajo de los 160° C), una gran rigidez, alta resistencia a la rotura y a la abrasión, propiedades dieléctricas, bajo rozamiento, superficie brillante y flotación en agua. Es resistente a los ácidos, a los álcalis y a la mayoría de solventes orgánicos por debajo de 176 °F (80 °C). Su uso a altas temperaturas depende de condiciones térmicas más allá del calor pero, como regla general, el PP puede ser utilizado a temperaturas que van de 200 a 300 °F (93 °C a 149 °C) si no se le aplica tensión y su alta estabilidad térmica le permite trabajar durante mucho tiempo a una temperatura de 100°C en el aire.

También es resistente al agua hirviendo pudiendo esterilizarse a temperaturas de hasta 140°C sin temor a la deformación.

### Características

- Ligero
- Alta resistencia a la tensión y a la compresión
- Excelentes propiedades dieléctricas
- Altamente resistente a la mayoría de ácidos y álcalis
- Bajo coeficiente de absorción de humedad
- Flexible y resistente a la fatiga
- Resistente a la mayoría de solventes orgánicos por debajo de 176 °F (80 °C)
- Puede ser sometido a esterilización por vapor

### Aplicaciones técnicas

- Sector electrónico/eléctrico: componentes para la gestión térmica, componentes para sistemas de iluminación.
- Sector automovilístico: componentes para la desgasificación de baterías o motores pequeños, medios de retención para sistemas de aire acondicionado en automóviles.
- Otras aplicaciones: Tanques y depósitos químicos, mobiliario de laboratorio, placas de presión para filtros, componentes para bombas, prótesis, etc.

En cuanto a propiedades físicas del material, se presentan en la Tabla 4.1:

Polipropileno				
DATOS TECNICOS				
POLIPROPILENO HOMOPOLIMERO				PP - H
PROPIEDADES MECANICAS A 23°C	UNIDAD	ASTM	DIN	VALORES
PESO ESPECIFICO	gr/cm <sup>3</sup>	D-792	53479	0.91
RESIST. A LA TRACC.(FLUENCIA / ROTURA)	Kg/cm <sup>2</sup>	D-638	53455	300 / --
RES. A LA COMPRESION ( 1 Y 2 % DEF)	Kg/cm <sup>2</sup>	D-695	53454	80 / 120
RESISTENCIA A LA FLEXION	Kg/cm <sup>2</sup>	D-790	53452	230
RES. AL CHOQUE SIN ENTALLA	Kg.cm/cm <sup>2</sup>	D-256	53453	NO ROMPE
ALARGAMIENTO A LA ROTURA	%	D-638	53455	600
MODULO DE ELASTICIDAD (TRACCION)	Kg/cm <sup>2</sup>	D-638	53457	11500
DUREZA	Shore D	D-2240	53505	71 - 74
COEF. DE ROCE ESTATICO S/ACERO		D-1894		--
COEF. DE ROCE DINAMICO S/ACERO		D-1894		0.30 a 0.45
RES. AL DESGASTE POR ROCE				REGULAR
PROPIEDADES TERMICAS	UNIDAD	ASTM	DIN	VALORES
CALOR ESPECIFICO	Kcal/Kg.°C	C-351		0.48
TEMP. DE FLEXION B/CARGA (18.5Kg/cm <sup>2</sup> )	°C	D-648	53461	55
TEMP. DE USO CONTINUO EN AIRE	°C			0 a 100
TEMP. DE FUSION	°C			160
COEF. DE DILATACION LINEAL DE 23 A 100°C	por °C	D-696	52752	0.00018
COEF. DE CONDUCCION TERMICA	Kcal/m.h.°C	C-177	52612	0.19
PROPIEDADES QUIMICAS	OBSERVACIONES			
RESISTENCIA A HIDROCARBUROS	REGULAR			
RESISTENCIA A ACIDOS DEBILES A TEMP. AMBIENTE	MUY BUENA			
RESISTENCIA A ALCALIS DEBILES A TEMP. AMBIENTE	MUY BUENA			
RESISTENCIA A PROD. QUIMICOS DEFINIDOS	CONSULTAR			
EFFECTO DE LOS RAYOS SOLARES	LO AFECTAN			
APROBADO PARA CONTACTO CON ALIMENTOS	SI			
COMPORTAMIENTO A LA COMBUSTION	ARDE FACILMENTE			
PROPAGACION DE LLAMA	MANTIENE LA LLAMA			
COMPORTAMIENTO AL QUEMARLO	FUNDE Y GOTEA			
COLOR DE LA LLAMA	AZUL PUNTA AMARILLA			
OLOR AL QUEMARLO	PARAFINA			

Tabla 4.1 Propiedades del polipropileno. Fuente: [www.jq.com.ar](http://www.jq.com.ar) (2014)

### 4.3.2 Polifluoruro de vinilideno

El fluoruro de polivinilideno, polifluoruro de vinilideno o polivinilideno fluoruro (PVDF: Polyvinylidene fluoride) es un fluoropolímero termoplástico y es valorado por su dureza, estabilidad y ventajas de ingeniería. El PVDF es el homopolímero de fluoruro de vinilideno. Su insolubilidad y propiedades eléctricas altamente deseables son el resultado de la polaridad de los grupos  $\text{CH}_2$  y  $\text{CF}_2$  alternantes en la cadena polimérica. Se trata de un material muy resistente, el PVDF puede ser utilizado a temperaturas desde  $-80$  a  $300$  °F ( $-62$  a  $149$  °C). No presenta oxidación ni degradación térmica durante la exposición continua a  $300$  °F ( $149$  °C) y está disponible en formas moldeadas hechas a medida. En comparación con otros fluoropolímeros, tiene un proceso de fundido más fácil a causa de su punto de fusión relativamente bajo de alrededor de  $177$ ° C.

El PVDF es un material plástico especial en la familia de los fluoropolímeros, que se utiliza generalmente en aplicaciones que requieren la más alta pureza, fuerza y resistencia a los solventes, ácidos, bases, generación de calor y baja emisión de humos durante un evento de fuego. Por ejemplo, en caso de necesidad de un polímero que pueda soportar la exposición a condiciones térmicas, químicas o ultravioletas extremas, el PVDF ofrece una gran estabilidad similar al rendimiento de fluoropolímeros en estas condiciones.

#### Propiedades de resistencia excepcionales

El fluoruro de polivinilideno (PVDF) es un fluorocarbono clasificado como "autoextinguible, grupo 1". No se ve afectado por la exposición prolongada a la luz solar ni otras fuentes de radiación ultravioleta. Conserva sus propiedades en condiciones de alto vacío y radiación gamma y, además, es resistente a la mayoría de ácidos y álcalis. El PVDF es el material de elección cuando se prevé que la estructura porosa se va a exponer al ozono o al cloro.

#### Características principales

- Liviano
- Baja conductividad térmica
- Alta resistencia a la corrosión química
- Dureza y resistencia mecánicas superiores a la de otros fluoropolímeros
- Alta resistencia al calor y a la abrasión. Temperatura de trabajo: Hasta  $170$ °C

- Resistente a la mayoría de productos químicos y disolventes
- Baja permeabilidad ante la mayoría de gases y líquidos
- Resiste la exposición a condiciones térmicas y químicas extremas
- No se ve afectado por la exposición prolongada a la radiación ultravioleta

#### Aplicaciones técnicas

- Fabricación de tuberías
- Empleado en industria química y médica.
- Semiconductores
- Aplicaciones aeroespaciales
- Soportes de membrana

En cuanto a propiedades físicas del material se presentan en la Tabla 4.2:

PROPIEDAD	METODO	UNIDAD	VALOR
Densidad	DIN 53479	g/cm <sup>3</sup>	1.78
Absorción de humedad	50% HR	%	0
	100% HR		0
Punto de fusión	ASTM D789	°C	170
Conductividad térmica	DIN 52612	W/Km	0.2
Temperatura máxima de uso	Con puntas	°C	+150/-50
Resistencia a la tracción	DIN 53455	N/mm <sup>2</sup>	55
Módulo de elasticidad	DIN 53457	N/mm <sup>2</sup>	2000
Dureza Shore	DIN 53505		80
Rigidez dieléctrica	DIN 53481	Kv/mm	60

**Tabla 4.2 Propiedades del polivinilideno.**  
Fuente: [www.tecnologiadelosplasticos.blogspot.com.es](http://www.tecnologiadelosplasticos.blogspot.com.es) (2014)

### 4.3.3 Politetrafluoroetileno

El politetrafluoroetileno (PTFE: Polytetrafluoroethylene), mejor conocido por el nombre comercial de Teflón, es un polímero vinílico. Su estructura, a diferencia de su comportamiento, es similar a la del polietileno. Se forma a partir del monómero tetrafluoroetileno por polimerización vinílica de radicales libres.

La virtud principal de este material es que es prácticamente inerte, es decir, que no reacciona con otras sustancias químicas excepto en situaciones muy especiales. Esto se debe básicamente a la protección de los átomos de flúor sobre la cadena carbonada. Esta carencia de reactividad hace que su toxicidad sea prácticamente nula, y es, de hecho, el material con el coeficiente de rozamiento más bajo conocido. Otra característica importante es su impermeabilidad, manteniendo además sus cualidades en ambientes húmedos.

A su vez, es un gran aislante eléctrico y sumamente flexible, no se altera por la acción de la luz y puede funcionar en entornos operativos y de procesamiento a altas temperaturas (500 °F / 260 °C en servicio continuo). Además de todas estas cualidades, se conoce al PTFE especialmente por su gran anti adherencia.

Es un polímero versátil que se utiliza en una amplia gama de productos para los sectores del cuidado de la salud, el sector industrial y aplicaciones de alta tecnología.

El PTFE poroso ofrece excelentes propiedades térmicas, eléctricas, mecánicas y químicas, así como un elevado control sobre el tamaño de los poros, la permeabilidad, la presión de entrada de agua, y el espesor. El PTFE es una opción ideal para una amplia variedad de aplicaciones exigentes que requieren una o más de estas propiedades excepcionales.

#### Características principales

- Inerte a productos químicos
- Termorresistente (500 °F / 260 °C en servicio continuo)
- El plástico más resistente a la fricción
- El plástico de mayor resistencia química conocido
- Excelente aislante eléctrico: tensiones de ruptura de 50 kV / mm
- Antiadherente
- Alta elongación: valores superiores a 350%
- Alta resistencia a la tracción: hasta 30Mpa
- Compatible con soldaduras ultrasonicas / térmicas y moldeos por inserción.

- Repelente al agua y al aceite
- Flujo omnidireccional
- Se puede esterilizar mediante vapor y óxido de etileno

#### Aplicaciones técnicas

- Sector electrónico/eléctrico: componentes para la gestión térmica y para sistemas de iluminación, precintos transpirables, sensores.
- Sector automovilístico: Componentes para la desgasificación de baterías y motores pequeños.
- Dispositivos médicos: componentes de ventilación para vaporizadores, filtros para contenedores de esterilización.
- Otras aplicaciones: materiales arquitectónicos, cableado, utensilios de cocina (recubrimientos sartenes), industrias farmacéuticas y biotecnología.

#### Politetrafluoroetileno microporoso

Los materiales a base de politetrafluoroetileno microporoso (PTFE) ofrecen una opción competitiva al PTFE expandido. El PTFE microporoso se fabrica mediante un proceso de sinterizado que da lugar a una intrincada red de poros omnidireccionales con células abiertas que ofrecen un rendimiento excepcional sobre y por debajo de la superficie.

Este proceso tiene como resultado un material sólido y duradero, de diseño flexible con ventajas excelentes a largo plazo. Puede ser fácilmente manipulado, ya sea manualmente o mediante equipos de alta velocidad con riesgos mínimos a que ocurran daños y se le pueden aplicar diversas técnicas como la soldadura por vibración o por calor.

Diseñado para ofrecer precisión, exactitud y fiabilidad, el PTFE microporoso es un ejemplo de las normas tan críticas que se requieren a la hora de diseñar componentes para muchas aplicaciones de filtración, ventilación, difusión y soporte de medios.



En cuanto a las propiedades físicas del material se presentan en la Tabla 4.3:

PROPIEDADES	Metodos de ensayo ISO/(IEC)	Unidades	Valores
<b>PROPIEDADES TERMICAS</b>			
Temperatura de Fusión	DIN 53 736	°C	327
Conductividad termica a 23°C	-	W/(K-m)	0,25
Coefficiente de dilatacion lineal:	-	-	-
-Valor medio entre 25 y 95 °C	ASTM D696	1/°CV*10 <sup>-5</sup>	12,2
Temperatura de transicion vitria	DIN 53 736	°C	-20
Capacidad calorica especifica(23°C)	-	5(g.k)	1
Temperatura maxima de servicio	-	-	-
-en periodos cortos	-	°C	260
-en periodos largos	-	°C	260
Coefficiente de dilatacion lineal (23°C)		10 <sup>5</sup> .1k	12
<b>PROPIEDADES MECANICAS A 23°C</b>			
Resistencia a la tracción	ASTM D1457	Kg/cm <sup>2</sup>	315
Alargamiento	ASTM D1457	MPa	68
Esfuerzo en el punto de fluencia	DIN 53 455	MPa	25
Alargamiento a la rotura	DIN 53 455		500
Ensayo de compresion			44
-esfuerzo al 0,2/1% de deformación	-	MPa	77/314
Resistencia al impacto	DIN 53 453	KJ/m2	No rompe
Resistencia al impacto Izod	180/2A	Kg.cm/cm	15,4
Dureza con bola (30s)	DIN53 457	Mpa	30

Tabla 4.3 Propiedades del politetrafluoroetileno. Fuente: [www.elaplas.es](http://www.elaplas.es) (2014)



## 4.4 EJEMPLOS DE MEMBRANAS COMERCIALES ADECUADAS

Gracias a diferentes empresas fabricantes y distribuidoras se ha podido encontrar en el mercado al menos un ejemplo (para PTFE hay dos), para cada tipo de material, de membrana que podría ser utilizada en el generador de la máquina de absorción. De estas membranas se han pedido a las empresas que facilitasen, principalmente, los datos correspondientes a las características principales analizadas en apartados anteriores. A modo recordatorio se realiza un breve resumen de los rangos que deben cumplir estas características de las membranas comerciales seleccionadas para que el proceso de destilación sea óptimo:

- Espesor de la membrana: 30  $\mu\text{m}$  - 60  $\mu\text{m}$ .
- Tamaño de poro: 0,45  $\mu\text{m}$  - 1  $\mu\text{m}$ .
- Porosidad de la membrana: 30% - 80%.
- Tortuosidad: depende de la porosidad.

Sin embargo, en cuanto a algunos de estos requerimientos se ha sido más permisivo, ya que en la simulación que será realizada posteriormente se prueban diferentes valores para los mismos, por lo que serán evaluadas membranas con valores para estas características algo fuera de tales rangos.

Aparte de estos valores, se han solicitado otros tales como la vida en servicio o, por supuesto, el presupuesto.

Cabe destacar, que en el mercado existen diferentes modos en los que se distribuyen están membranas:

- Roll: la membrana viene enrollada formando un cilindro.
- Disk: la membrana tiene forma de disco de diferentes radios.
- Plana: una membrana plana, generalmente rectangular.

La aplicación a estudiar necesita una membrana de, aproximadamente 50mm x 100mm, tamaño que tendrá el generador, por lo que en caso de que seleccionásemos una tipo "Disk" habría que tomar un diámetro mayor a 100mm para que la membrana pueda ser recortada y mantenga los requerimientos de medidas.

El fabricante de la membrana "Disk" confirmó que ésta no sufrirá ningún cambio en su

estructura interna al ser cortada, ya que ellos mismos, y la mayor parte de fabricantes que proporcionan este tipo de membranas obtienen las mismas a partir de un corte previo de una forma primaria y mayor. El fabricante de la membrana tipo “Roll”, a su vez, confirmó que tales propiedades eran invariantes al desdoblar y poner plana la membrana, y que el tamaño de poro se mantenía constante a lo largo de todo el cilindro, a pesar de estar enrollado.

Al preguntar acerca de datos previos sobre la vida en servicio, los fabricantes han afirmado que no disponían de ellos, sin embargo tanto el tipo “Roll” como el tipo “Disk” ofrecen la posibilidad de más de un uso; es decir, del tipo “Roll” se puede cortar más de una membrana pues suelen ser rollos de más de 100cm de largo, y en el caso del tipo “Disk”, suelen distribuirse en forma de paquetes de discos, de forma que puedes obtener un paquete de 25 ó 50 discos de membrana.

#### **Membrana hidrófoba de Polipropileno ACCUREL® PP 1E HF-0812**

- Espesor de la membrana:  $100 \pm 15 \mu\text{m}$ .
- Tamaño de poro:  $0.1 \mu\text{m}$ .
- Porosidad: 60% (dato proporcionado mediante conversación via email con fabricante).
- Coste: 197 euros sin IVA.
- Tipo: Roll de 254 mm de ancho.
- Para más características ver hoja de características adjunta a continuación.

ACCUREL® Hydrophobic Flat Membrane			
Product	Nominal Pore Size in $\mu\text{m}$	Transmembrane Flow (ml/[min x $\text{cm}^2$ x bar])*	Primary Application
ACCUREL® PP 1E	0.1	2.5	General
ACCUREL® PP 2E HF	0.2	8.5	General

**Figura 4.3** Tamaño de poro de la membrana seleccionada, entre otros parámetros.

Fuente: [www.membrana.com](http://www.membrana.com) (2014)

**ORDER FORM FOR TEST SAMPLES**

**To:** Membrana GmbH  
Industrial Separations Membrana  
Oehderstr. 28  
D-42289 Wuppertal

**Your Purchase Order No:**

**Tel.** 0049-202-6099-224 or -593 **Fax:** 0049-202-6099-750

<b>Accurel® PP hydrophobic flat membrane</b>	<b>Membrane type (please mark with a cross)</b>	<b>Quantity (max. 3 rolls per type)</b>	<b>Price per test roll</b>
<u><b>Roll configuration:</b></u> Width: 254 mm Length: approx. 20 m  <u><b>Product specification:</b></u> See Data Sheets  <u><b>Terms of Delivery:</b></u> FCA at seller's premises (ex works Wuppertal) Packaging is included in the price.  <u><b>Terms of Payment:</b></u> Payment within 30 days after date of invoice net  <b>This offer is subject to confirmation.</b>	<input type="checkbox"/> Accurel® PP 1E (R/P) ( Material code 123460 )	_____	197,- EUR
	<input type="checkbox"/> Accurel® PP 2E HF (R/P) ( Material code 123462 )	_____	204,- EUR
	<b>Total amount</b>		

**Delivery and invoice to:**

(please write in capitals)

Name of Company: \_\_\_\_\_

Contact person: \_\_\_\_\_

Dept./position: \_\_\_\_\_

Phone / fax: \_\_\_\_\_

Address: \_\_\_\_\_

Town / state: \_\_\_\_\_


Country: \_\_\_\_\_

VAT-No.: \_\_\_\_\_

Date, signature: \_\_\_\_\_

**Figura 4.4 Presupuesto para la membrana ACCUREL® PP 1E HF-0812.**

**Fuente: ACCUREL®**



## ACCUREL® PP 1E (R/P) DATA SHEET

Sheet No. 465/0086/000 of 08/12  
 Supersedes 465/0086/000 of 03/11

<b>Hydrophobic Flat Membrane</b> Type PP 1E (R/P)		The intended use is microfiltration	
<b>Chemical Composition</b>		<b>Test Reference No.</b>	
Polymer	Polypropylene		
Residual oil content	≤ 0.1%	702/130	
<b>Physical Properties</b>			
Thickness	m 100 µm (~ 3.94 mil) ± 15.0 µm (~ 0.59 mil)	701/067	
Tensile strength			
	longitudinal	≥ 550 cN/15mm	701/012
	transversal	≥ 550 cN/15mm	
Elongation at break			
	longitudinal	≥ 25 %	701/012
	transversal	≥ 30 %	
<b>Membrane Performance Characteristics</b>			
Bubble point (in isopropylalcohol 23°C)	m 2.1 bar (~ 30.46 psi) ± 0.4 bar (~ 5.80 psi)	701/007	
Transmembrane flow (isopropylalcohol 23°C)	≥ 2.5 ml/(min cm² bar) ≥ 160.14 ml/(min sq ft psi) ≥ 1.11 ml/(min sq in psi)	701/045	
<b>Available Make-up Configurations</b>	Rolls		


m = mean value

This product is to be used only by persons familiar with its use. It must be maintained within the stated limitations. This product is delivered non-sterile. All sales are subject to Seller's terms and conditions. Seller reserves the right to modify this document without prior notice. Check with your representative to verify the latest updates. To the best of our knowledge, the information contained herein is accurate. However, neither Seller nor any of its affiliates assumes any liability whatsoever for the accuracy or completeness of the information contained herein.

THE INFORMATION CONTAINED HEREIN AND SELLER'S PRODUCTS ARE PROVIDED "AS IS" WITHOUT WARRANTY OF ANY KIND, EITHER EXPRESSED OR IMPLIED, INCLUDING, BUT NOT LIMITED TO, THE IMPLIED WARRANTIES OF MERCHANTABILITY, FITNESS FOR ANY PARTICULAR PURPOSE OR USE, OR NON-INFRINGEMENT OF INTELLECTUAL PROPERTY. IN NO EVENT SHALL SELLER BE LIABLE FOR ANY SPECIAL, INCIDENTAL, INDIRECT, OR CONSEQUENTIAL DAMAGES OF ANY KIND, OR ANY DAMAGES WHATSOEVER RESULTING FROM THE USE OF INFORMATION CONTAINED HEREIN AND SELLER'S PRODUCTS.

MoniPES®, ACCUREL® and DuraPES® are registered trademarks of Membrana GmbH. Nothing herein shall be construed as a recommendation or license to use any information that conflicts with any patent, trademark or copyright of Seller or others. Membrana Filtration is the industrial business unit of Membrana GmbH.

Copyright © 2012 Membrana GmbH. All rights reserved.



**Membrana GmbH**  
 Oehler Strasse 28, D-42289  
 Wuppertal, Germany  
 Phone: +49 202 6099 - 593 or 276  
 Fax: +49 202 6099 - 750  
[www.membranafiltration.com](http://www.membranafiltration.com)




Figura 4.5 Hoja de características de la membrana ACCUREL® PP 1E HF-0812.

Fuente: ACCUREL®

**Membrana hidrófoba de Politetrafluoroetileno ADVANTEC® T050A142C**

- Espesor de membrana: 75  $\mu\text{m}$ .
- Tamaño de poro: 0,5  $\mu\text{m}$ .
- Porosidad: 78%.
- Coste: 315 euros + 25% IVA (dato proporcionado mediante conversación via email con proveedor).
- Tipo: Disk. Paquete de 25 membranas de disco de 142 mm de diámetro.
- Rango de operación de temperaturas: -120~260°C.
- Para más características visitar la web de ADVANTEC®.

Pore Size ( $\mu\text{m}$ )	Bubble Point <sup>1</sup>		Flow Rates <sup>2</sup>		Porosity <sup>3</sup> (%)	Maximum Operating Temperature (°C)	Thickness ( $\mu\text{m}$ )
	MPa	psi	Acetone (mL/min/cm <sup>2</sup> )	Air (L/min/cm <sup>2</sup> )			
0.10	$\geq 0.12$	$\geq 17.4$	27.0	-	68	260	70
0.20	$\geq 0.091$	$\geq 13.2$	55.0	-	74	260	80
0.50	$\geq 0.063$	$\geq 9.1$	100	-	78	260	75
0.80	$\geq 0.039$	$\geq 5.7$	200	-	76	260	75
1.00	$\geq 0.031$	$\geq 4.5$	300	-	79	260	75
3.00	$\geq 0.013$	$\geq 1.9$	750	-	83	260	75

**Figura 4.6** Tamaño de poro, porosidad y espesor de la membrana seleccionada, entre otros parámetros. Fuente: [www.advantecmfs.com](http://www.advantecmfs.com) (2014)

**Plain White Disks**

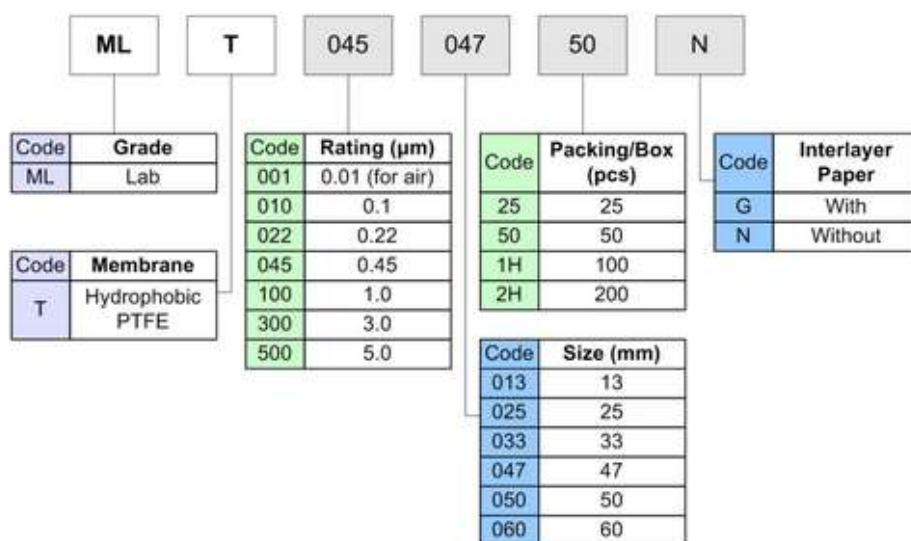
Pore Size ( $\mu\text{m}$ )	$\phi 13$ mm	$\phi 25$ mm	$\phi 47$ mm	$\phi 90$ mm	$\phi 142$ mm	$\phi 293$ mm
	Package of 100			Package of 25		Package of 10
0.10	T010A013A	T010A025A	T010A047A	T010A090C	T010A142C	T010A293D
0.20	T020A013A	T020A025A	T020A047A	T020A090C	T020A142C	T020A293D
0.50	T050A013A	T050A025A	T050A047A	T050A090C	T050A142C	T050A293D
0.80	T080A013A	T080A025A	T080A047A	T080A090C	T080A142C	T080A293D
1.00	T100A013A	T100A025A	T100A047A	T100A090C	T100A142C	T100A293D
3.00	T300A013A	T300A025A	T300A047A	T300A090C	T300A142C	T300A293D

**Figura 4.7** Número de pedido para el diámetro y tamaño de poro seleccionados.

Fuente: [www.advantecmfs.com](http://www.advantecmfs.com) (2014)

**Membrana hidrófoba de Politetrafluoroetileno ANOW® MLT04504750N**

- Espesor de membrana: 150~250 µm.
- Tamaño de poro: 0,45 µm.
- Porosidad: 75% (dato proporcionado mediante conversación vía email con fabricante).
- Coste: 22 dólares estadounidenses la unidad sin IVA, es decir, 17,62 euros la unidad sin IVA (el cambio está a 1 USD = 0.80102 EUROS) (Fecha de consulta 10/2014).
- Tipo: Roll de 270mm de ancho.
- Rango de operación de temperaturas: -120~260°C.
- Para más características ver hoja de características adjunta a continuación.

**ANOW®****Ordering Information****Figura 4.8 Número de pedido para el tamaño de poro seleccionado, entre otros parámetros.****Fuente: ANOW®**



ANOW®

**Specification**

Membrane	Hydrophobic Polytetrafluoroethylene Membrane (PTFE)		
Support	PP		
Color	White		
Filter Surface	Plain		
Thickness, $\mu\text{m}$	150-250		
Diameter	Disc: $\Phi 13$ , $\Phi 25$ , $\Phi 47$ , $\Phi 50$ , $\Phi 60$ , $\Phi 90$ , $\Phi 100$ , $\Phi 106$ , $\Phi 142$ , $\Phi 150$ , $\Phi 200$ , $\Phi 250$ , $\Phi 293$ , $\Phi 300$ Roll: 270 mm, 300 mm		
Pore Size, $\mu\text{m}$	0.01(for air), 0.05, 0.1, 0.22, 0.45, 1.0, 3.0, 5.0, 10		
Maximum Operating Pressure	Forward: 4.2 bar @ 23 °C; 1.5 bar @ 85 °C		
Flow Rate	Liquid	Air	
0.22 $\mu\text{m}$	$\geq 6 \text{ mL/min/cm}^2$ at 1 bar	$\geq 3.5 \text{ L/min/cm}^2$ at 1 bar	
0.45 $\mu\text{m}$	$\geq 30 \text{ mL/min/cm}^2$ at 1 bar	$\geq 7 \text{ L/min/cm}^2$ at 1 bar	
Integrity Test-60% IPA/water bubble point at 23 °C			
0.22 $\mu\text{m}$	$\geq 1000 \text{ mbar}$		
0.45 $\mu\text{m}$	$\geq 600 \text{ mbar}$		
Bacterial Retention			
Passed the bacterial challenge testing using <i>Brevundimonas diminuta</i> (ATCC19146)(0.22 $\mu\text{m}$ ) / <i>Serratia marcescens</i> (ATCC14041)(0.45 $\mu\text{m}$ ) at a minimum challenge concentration of $1 \times 10^7 \text{ CFU/cm}^2$ .			
Non-Fiber Releasing			
Meets the criteria for a "non-fiber releasing" filter as defined in 21 CFR 210.3 (b) (6).			
Sterilization			
By autoclave at 123°C or EO			
Bacterial Endotoxins			
< 0.5 EU/ml as determined by the LAL test			
Good Manufacturing Practices			
Manufactured in an ANOV facility which adheres to Good Manufacturing Practices.			

**Application**

Many of ready-to-use filtration devices for gas & air, organic solvent, acids and bases, corrosive or oxidizing solutions and other aqueous solutions

Notes: They must be pre-wetted with ethanol or IPA before the filtration of aqueous solutions.

Figura 4.9 Hoja de características de la membrana ANOW® MLT04504750N.

Fuente: ANOW®

**ANOW®****Hangzhou Anow Microfiltration Co.,Ltd**

Room 903,Central Building,No.271 HushuSouth Road, Hangzhou, CHINA 310014

Website:www.anow.com.cn

E-mail:jovial.poon@anow.com.cn

Tel:+86-571-88370382

Fax:+86-571-88370399

**Quotation**

Date:Oct 15th,2014

ITEM	Product Name	DESCRIPTION	UNIT EXW PRICE
1	PP membrane	pore size:0.45um,width:270mm	USD8/sqm
2	PVDF membrane	pore size:0.45um,width:270mm	USD16/sqm
3	Hydrophobic PTFE membrane	pore size:0.45um,width:270mm	USD22/sqm

**REMARK**

①TERMS of PRICE: FOB Shanghai

②TERMS of VALIDITY:12 Month After Issuing,till Oct 15th,2014

③TERMS of PAYMENT: 100%T/T In Advance

⑤Other product specifications are available , please enquiry ANOW when you get any requirements

For further information, please feel free to contact Jovial Pan via jovial.poon@anow.com.cn or +86-571-88370382

**Figura 4.10 Presupuesto para la membrana ANOW® MLT04504750N. Fuente: ANOW®**

**Membrana hidrófoba de Polifluoruro de vinilideno NOVAMEN Flatsheet membrane**  
**PVDF10x10 ps1000nm 5 pieces**

- Espesor de membrana: 20 µm.
- Tamaño de poro: 1 µm.
- Porosidad: 70% (dato proporcionado mediante conversación vía email con fabricante).
- Coste: 360 dólares estadounidenses sin IVA, es decir, 288,37 euros sin IVA (el cambio está a 1 USD = 0.80102 EUROS) (Fecha de consulta 10/2014).
- Tipo: Plana: lámina plana de 10cm x 10cm. Incluye 5 unidades.
- Para más características visitar la web de NOVAMEN.





Zurich, October 13, 2014

Novamem LLC | Geissbergweg 27 | 8006 Zurich

**Sergio Montoya**  
**Escuela Politécnica Carlos III**

Quote: PVDF membranes  
 Number: N131014\_1  
 Valid until: 14.11.2014

position	item	quantity	size	thickness	Pore size	Price Euro
1	PVDF1000	5 pieces	10 x 10 cm	30 µm	1000 nm	290
2	Shipping (Fedex International Priority)					60
	<b>total</b>					<b>350</b>

Novamem LLC  
 c/o Christoph Kellenberger  
 Geissbergweg 27  
 8006 Zurich  
 Switzerland  
 phone +41 44 633 27 40  
 fax +41 44 633 15 71  
 info@novamem.com  
 www.novamem.com

Thank you very much for your interest in our products!

Best regards

Christoph Kellenberger

Novamem is the first  
 company to use the latest  
 state-of-the-art technology  
 to produce nano- to micro-  
 filtration membranes.  
 We offer high quality mem-  
 branes produced from a  
 wide variety of polymers.

Please use the following bank account for the transfer:

UBS AG

Novamem LLC  
 Account Nr.: 0206-152588.01A  
 BIC: UBSWCH33HAN  
 IBAN: CH43 0020 6206 1525 8801 A

Figura 4.11 Presupuesto para la membrana NOVAMEN. Fuente: NOVAMEN



## **5. MODELO MATEMÁTICO**

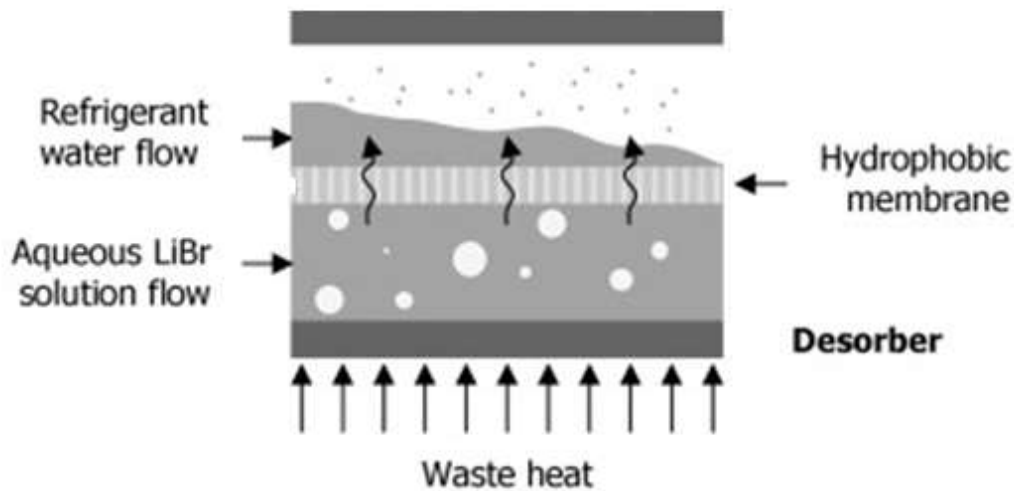
## 5.1 INTRODUCCIÓN

La simulación de los procesos, en este caso físico-químicos, es una de las más grandes herramientas de la ingeniería industrial. En este caso en concreto se utiliza para representar los procesos físicos de intercambio de calor y masa que se producen en el generador de la máquina de absorción en términos matemáticos, de forma que lo hagan mucho más simple de resolver. En algunos casos, como éste en el que se realiza una discretización de un volumen de control e iteraciones para cálculo de determinadas variables, resulta imprescindible y además proporciona tres ventajas fundamentales: (1) permite comprender qué sucede, (2) predice la estructura resultante, y (3) expone de forma transparente todo el conocimiento teórico necesario para su realización. Sin embargo, los dos principales puntos que hacen tan necesarias estas simulaciones en estudios de este tipo son el hecho de que resultan mucho más rápidas y baratas que diseñar e implementar los arreglos experimentales, y que proporcionan información muy detallada que resulta imposible de medir físicamente.

En este modelo matemático, se desarrollan cálculos de transferencia, tanto balances de masa como de energía. En ambos casos, es necesario determinar coeficientes de transmisión basados en estudios experimentales. Dentro de los cálculos de estos balances y coeficientes, se ha de tener en cuenta las propiedades termofísicas de los fluidos, y la variación de las mismas a medida que varían los parámetros del modelo. Para el cálculo de estas propiedades se ha realizado una búsqueda de estudios previos con el fin de encontrar correlaciones óptimas para nuestra simulación.

Será necesario partir de hipótesis determinadas, para poder avanzar en el cálculo de los procesos físicos, las cuales se realizarán a partir de datos empíricos de simulaciones similares.

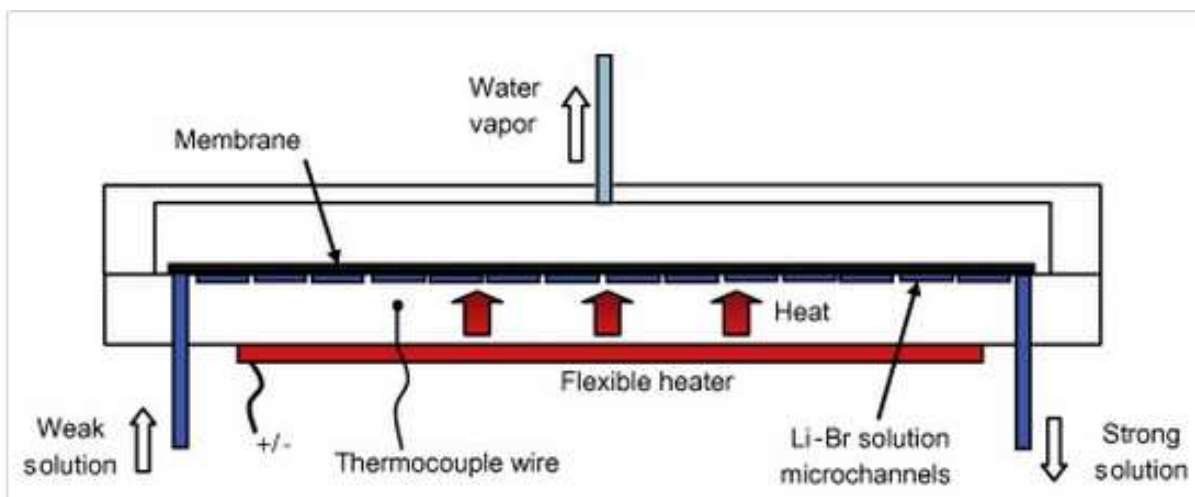
Para la realización de una correcta translación del problema matemático al lenguaje computarizado correspondiente, resulta necesario entender los procesos a modelizar, cuyas bases han sido expuestas en capítulos anteriores, y a continuación se resumirán con la finalidad de aclarar los conceptos más determinantes: el dispositivo de desorción es calentado por el calor residual u otra fuente de calor disponible, y el refrigerante se vaporiza dentro de la solución de LiBr. La tensión superficial y las acciones capilares de la membrana evitan que la solución líquida pueda fluir a través de los poros de la membrana. Solo el vapor generado puede escapar del desorbedor al condensador a través de la membrana hidrófoba, que representa la separación líquido-vapor.



**Figura 5.1** Proceso de transferencia de calor a través del desorbedor-condensador.

Fuente: Kim et. al (2008) (Modificado)

Las Figura 5.1 y 5.2 muestra la configuración de un generador de una máquina de absorción como el que se pretende modelizar. Se observa cómo actúa en coflujo, donde una membrana hidrófoba separa el canal donde se dispone tanto el refrigerante como la solución a evaporar.



**Figura 5.2** Proceso de transferencia de calor y masa a través del desorbedor.

Fuente: Isfahani et. al (2014)

## 5.2 MODELO MATEMÁTICO DE GENERADOR DE PLACAS CON MEMBRANA

Por un canal circula la mezcla de solución LiBr-H<sub>2</sub>O y el refrigerante, separados por la membrana, mientras que por el contiguo circula el agua de calentamiento; todos ellos circulando en coflujo. Es en el primero donde se producirá el proceso de transferencia de masa con disipación de calor, mientras que en el segundo únicamente existe transferencia de calor desde el seno del agua de calentamiento a la solución.

El modelo matemático desarrollado con el fin de representar los procesos que se dan en el generador consiste en un sistema de ecuaciones no lineal, por lo que la discretización del volumen de control sometido a estudio sirve de herramienta para la resolución de este modelo de forma rápida y sencilla. La discretización permite obtener una solución numérica muy aproximada sobre un dominio, sobre el que están definidas ciertas ecuaciones diferenciales que caracterizan el comportamiento físico del problema, dividiéndolo en un número elevado de subdominios no intersectantes entre sí, denominados elementos finitos.

De esta forma, se dividirá el canal en pequeños volúmenes de control de longitud igual a  $dz$ , como se ilustra en la Figura 5.3.

Para cada volumen de control, se realizará un balance de masa y energía que definen el estado ( $n$ ) de las condiciones del sistema disolución/refrigerante y permitirá determinar el estado siguiente ( $n+1$ ).

Por un canal fluye caudal de disolución ( $\dot{m}_d$ ) con una concentración en LiBr  $x$  y, separado por la membrana, caudal de refrigerante ( $\dot{m}_r$ ). Ambos entran con temperaturas  $T_d$  y  $T_r$ , respectivamente y en coflujo. Por el otro canal fluye el agua de calentamiento ( $\dot{m}_h$ ), también en coflujo y entra con una temperatura  $T_h$ .

Como se ha expuesto anteriormente, el calor se cederá desde el seno del fluido de calentamiento hacia el seno de la disolución, y este calor se empleará tanto en el cambio de fase del refrigerante como en el almacenamiento de calor en la disolución, la membrana y el vapor. Por todo esto, se busca calcular las temperaturas en el estado siguiente, las cuales guardarán la siguiente relación con las respectivas de su estado anterior,

$$T_{h+1} < T_h \qquad T_{d+1} > T_d$$

### 5.2.1 Transferencia de calor

Como se puede observar en la Figura 5.3, se produce la disipación de calor procedente del agua de calentamiento hacia la solución por medio de convección.

La convección es una de las tres formas de transferencia de calor y se caracteriza porque se produce por medio de un fluido en movimiento (líquido o gas) que transporta calor entre zonas con diferentes temperaturas. La transferencia de calor por convección se expresa con la Ley de Enfriamiento de Newton,

$$\frac{dQ}{dt} = h \cdot A \cdot (T_s - T_{inf}) \quad (5.1)$$

Donde  $h$  es el coeficiente de convección,  $A$  es el área del cuerpo en contacto con el fluido,  $T_s$  es la temperatura en la superficie del cuerpo y  $T_{inf}$  es la temperatura del fluido lejos del cuerpo.

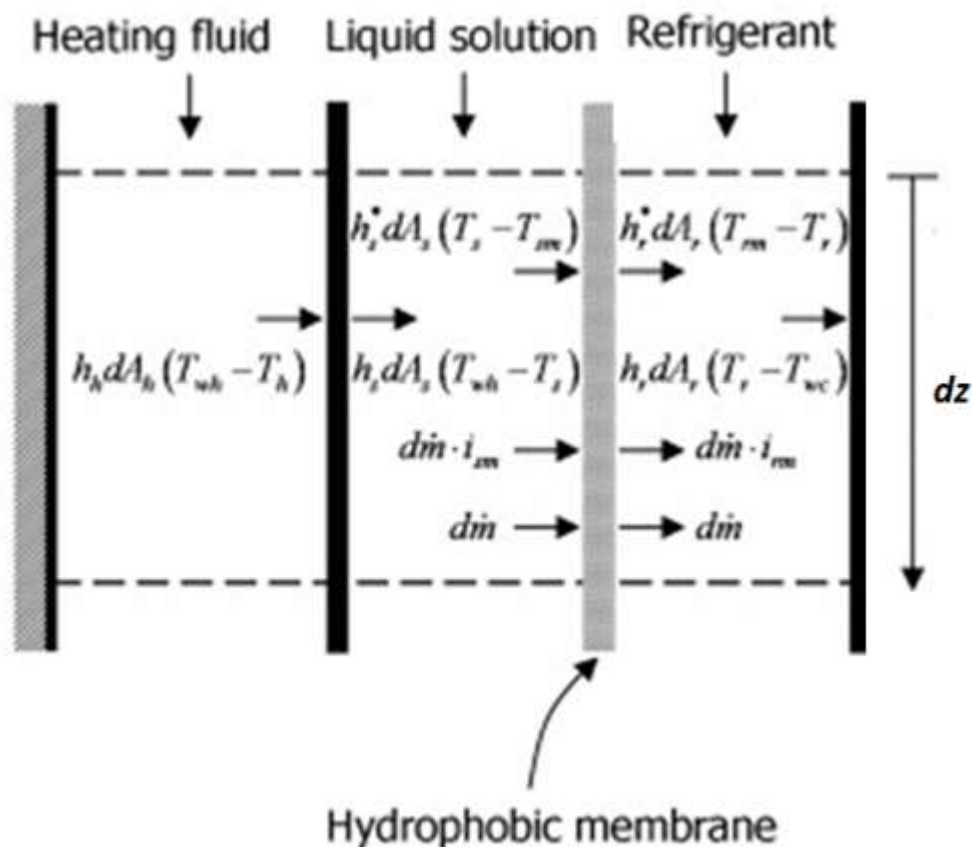


Figura 5.3 Representación en detalle del volumen de control.

Fuente: Kim et. al (2008) (Modificado)

Las balances de energía que gobiernan el modelo de desorbedor se enumeran a continuación.

$$\dot{m}_h \cdot \frac{di_h}{dz} - h_h \cdot \check{P}_h \cdot (T_{wh} - T_h) = 0 \quad (5.2)$$

$$\frac{d(\dot{m}_s \cdot i_s)}{dz} = h_s \cdot \check{P}_s \cdot (T_{wh} - T_s) + h_s^* \cdot \check{P}_s \cdot (T_{sm} - T_s) + \frac{d\dot{m}_s}{dz} \cdot i_{sm} \quad (5.3)$$

$$\frac{d(\dot{m}_r \cdot i_r)}{dz} = h_r^* \cdot \check{P}_r \cdot (T_{rm} - T_r) + \frac{d\dot{m}_r}{dz} \cdot i_{rm} \quad (5.4)$$

$$h_s^* \cdot \check{P}_s \cdot (T_s - T_{sm}) = \frac{d\dot{m}_s}{dz} \cdot (i_{rm} - i_{sm}) + \frac{k_m}{\delta} \cdot \check{P}_r \cdot (T_{sm} - T_{rm}) \quad (5.5)$$

$$h_r^* \cdot \check{P}_r \cdot (T_{rm} - T_r) = \frac{k_m}{\delta} \cdot \check{P}_r \cdot (T_{sm} - T_{rm}) \quad (5.6)$$

$$h_h \cdot \check{P}_h \cdot (T_{wh} - T_h) = h_s \cdot \check{P}_s \cdot (T_{wh} - T_s) \quad (5.7)$$

Donde  $\check{P}$  es el perímetro,  $h^*$  es el coeficiente de transferencia de calor por convección modificado, el cual se detallará en apartados posteriores. A continuación se definen el resto de parámetros que aparecen en el sistema como recordatorio, pues ya han sido expuestos anteriormente:  $h$  es el coeficiente de transferencia de calor,  $i$  la entalpía,  $T$  la temperatura,  $\delta$  el espesor de la membrana,  $k_m$  el coeficiente de conducción térmica y  $\dot{m}$  el flujo másico.

Se supone que la vaporización tiene lugar en la superficie de la membrana hidrófoba y que el vapor generado en cualquier otro lugar se mueve hacia la superficie de la membrana hidrófoba sin un intercambio de calor o masa apreciable con el líquido.

Mediante la combinación del condensador y del dispositivo de desorción en un único componente, se conseguiría una reducción de tamaño significativa y se mantendría una alta diferencia de temperaturas gracias a los calentamientos y enfriamientos que se dan a cada lado, de modo que la transferencia de masa a través de la membrana se vería mejorada de forma notable. Sin embargo, como se ha mencionado, se produciría una gran pérdida interior de energía a través de la membrana, lo que aumentaría la carga de calor del desorbedor y condensador.

### **Coeficientes de transferencia de calor**

Los coeficientes de transferencia de calor ( $h$ ) dependen de la naturaleza y el estado de agregación del fluido a través del cual fluye el calor.

En el modelo matemático a desarrollar serán necesarios tanto el coeficiente de transferencia de calor por convección para el agua, vapor de agua y disolución. Para el cálculo de los mismos ha sido necesario realizar una búsqueda bibliográfica que permitiera encontrar las correlaciones más adecuadas para cada caso.

### **Correlación empírica de Shah y London (1978)**

Esta correlación permite el cálculo del número de Nusselt para un flujo laminar, hidrodinámico y completamente desarrollado en un conducto rectangular, expuesto a un aporte externo uniforme de calor a través de una pared caliente. En esta simulación permitirá calcular el **coeficiente de transferencia de calor por convección del fluido de calentamiento (agua), de la solución LiBr-agua, y del refrigerante monofásico, tanto subenfriado como sobrecalentado.**

$$Nu = 8.235 \cdot (1 - 2.042 \cdot AR + 3.085 \cdot AR^2 - 2.477 \cdot AR^3 + 1.058 \cdot AR^4 - 0.186 \cdot AR^5) \quad (5.8)$$

Donde AR es la razón de aspectos, es decir, la proporción entre el ancho y la altura del canal.

$$AR = \frac{\text{ancho del canal}}{\text{profundidad del canal}} \quad (5.9)$$

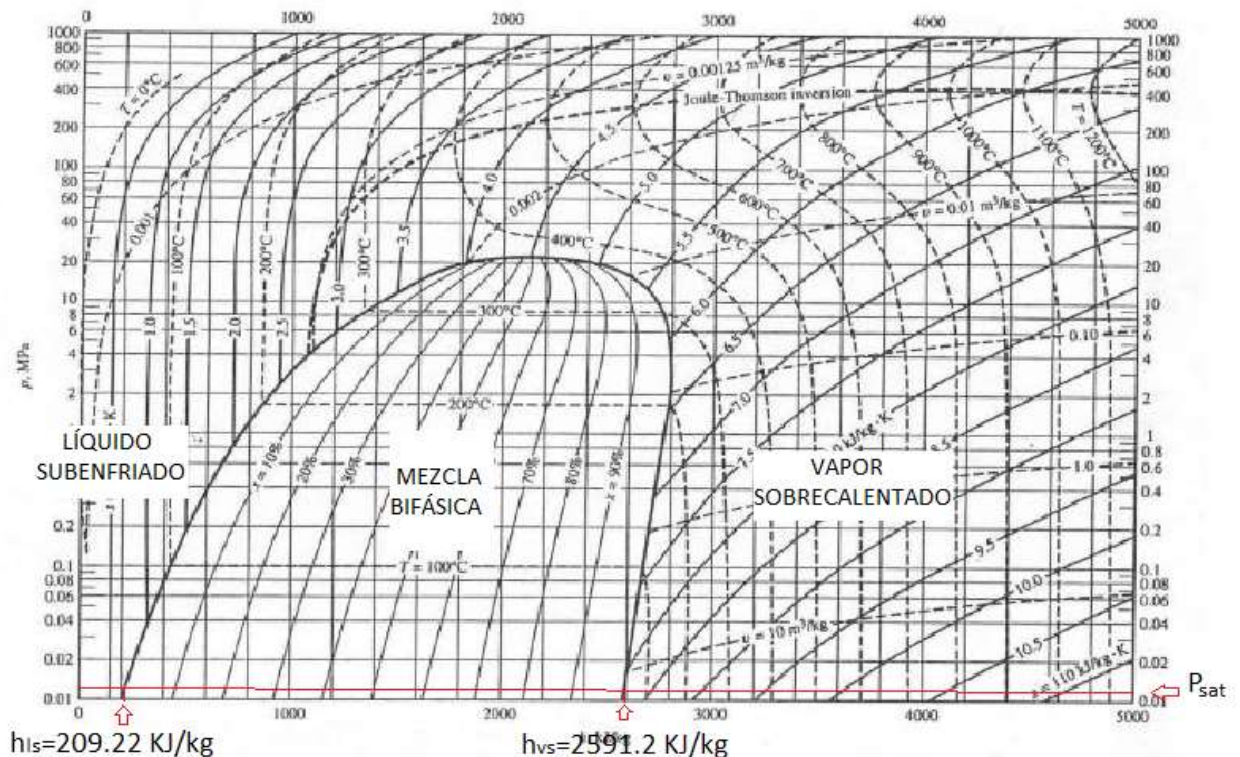
Una vez calculado el Nusselt, solo quedaría despejar el coeficiente correspondiente de la fórmula característica que relaciona ambos parámetros.

$$Nu = \frac{h \cdot D_h}{k} \quad (5.10)$$

Siendo  $k$  la conductividad térmica del fluido correspondiente.



A lo largo del modelo se han tenido que tener en cuenta las siguientes entalpías:  $h_{vs}$  y  $h_{ls}$  que son la entalpía de vapor saturado y la entalpía de líquido saturado a la presión de saturación del refrigerante, respectivamente. Éstas se obtienen en la Figura 5.4:



**Figura 5.4 Diagrama P-h (presión-entalpía) del agua.**  
**Fuente: ASHRAE HANDBOOK FUNDAMENTALS (2005)**

### Correlación de Treybal (1968)

Esta correlación permite calcular el **coeficiente de transmisión de calor por convección modificado tanto para la solución como para el refrigerante**. Este coeficiente viene modificado por la transferencia de masa, la cual aumentará el coeficiente original si coincide la dirección de transferencia de masa y de calor, y lo disminuirá en condiciones contrarias. La ecuación correspondiente viene definida para un proceso de condensación de un componente A en presencia de una mezcla de otros multicomponentes B, sin embargo, para nuestro caso, tal presencia de multicomponentes es nula, por lo tanto  $N_B=0$ .

$$h_{mod} = \frac{N_A \cdot M_A \cdot C_{pA} + N_B \cdot M_B \cdot C_{pB}}{1 - e^{-\frac{(N_A \cdot M_A \cdot C_{pA} + N_B \cdot M_B \cdot C_{pB})}{h}}} \quad (5.15)$$

Quedando en nuestro caso,

$$h_{mod} = \frac{N_A \cdot M_A \cdot C_{pA}}{1 - e^{-\frac{(N_A \cdot M_A \cdot C_{pA})}{h}}} \quad (5.16)$$

Siendo, para el cálculo del coeficiente de transmisión de calor por convección modificado de tanto la solución como el refrigerante,  $N_A \cdot M_A$  la fracción másica de refrigerante y  $C_{pA}$  el calor específico a presión constante del refrigerante. El componente A es obviamente para ambos casos el refrigerante vapor de agua porque es el fluido que cambia de fase, se condensa. La  $h$  es el coeficiente de transmisión de calor por convección original, para solución o refrigerante, dependiendo del coeficiente modificado que se quiera obtener. Se ha eliminado los parámetros del componente B al tenerse en cuenta únicamente el fluido que cambia de fase, vapor de agua, siendo inexistente la presencia de otros componentes.

### **Parámetros termofísicos de los fluidos**

Tanto para el cálculo de los coeficientes de transferencia de calor, como para el sistema de ecuaciones no lineal que representa el proceso de desorción en el volumen de control del generador, es necesario tener valores para los parámetros termofísicos de los diferentes fluidos. Estos dependerán en su mayoría de la presión a la que se encuentre el fluido correspondiente, y en su totalidad a la temperatura del mismo.

### **Correlaciones de Florides et al. (2003)**

Este trabajo cuyo objetivo es presentar un método para evaluar las características y funcionamiento de una máquina de absorción de una etapa con el par de fluidos LiBr-agua, proporciona un anexo con las correlaciones necesarias para calcular los parámetros termofísicos de esta disolución, y algunos de los parámetros del vapor de agua.

Los puntos A1 y A3 de este anexo proporcionan correlaciones para el valor de la **entalpía ( $i$  [kJ/kg]) de la solución LiBr-agua.**

Para una fracción másica de LiBr menor al 0.4, la cual es difícil que se dé pero debemos tenerla en cuenta por si acaso,  $i$  viene dado por la ecuación 5.17

$$i = [CA_0 + CA_1 \cdot X + CA_2 \cdot X^2 + T(CB_0 + CB_1 \cdot X + CB_2 \cdot X^2)] \cdot 2.326 \quad (5.17)$$

Donde  $CA_0 = -33.1054264$ ,  $CA_1 = 0.13000636$ ,  $CA_2 = 0.00097096$ ,  $CB_0 = 1.0090734$ ,  $CB_1 = -0.01377507$ ,  $CB_2 = 0.000085131$ ,  $X$  es el % en LiBr de la solución, es decir la fracción másica definida en porcentaje, y  $T$  viene definido como  $T = \left(CT \cdot \frac{9}{5}\right) + 32$ , siendo  $CT$  la temperatura de la solución en grados Celsius.

Para una fracción másica de LiBr mayor a 0.4 y menor a 0.7,

$$i = \sum A + T \cdot \sum B + T^2 \cdot \sum C \quad (5.18)$$

Donde

$$\sum A = A_0 \cdot X^0 + A_1 \cdot X^1 + A_2 \cdot X^2 + A_3 \cdot X^3 + A_4 \cdot X^4 \quad (5.19)$$

$$\sum B = B_0 \cdot X^0 + B_1 \cdot X^1 + B_2 \cdot X^2 + B_3 \cdot X^3 + B_4 \cdot X^4 \quad (5.20)$$

$$\sum C = C_0 \cdot X^0 + C_1 \cdot X^1 + C_2 \cdot X^2 + C_3 \cdot X^3 + C_4 \cdot X^4 \quad (5.21)$$

Tomando las constantes los siguientes valores:  $A_0 = -2024.33$ ,  $A_1 = 163.309$ ,  $A_2 = -4.88161$ ,  $A_3 = 0.06302948$ ,  $A_4 = -0.0002913704$ ,  $B_0 = 18.2829$ ,  $B_1 = -1.1691757$ ,  $B_2 = 0.03248041$ ,  $B_3 = -0.0004034184$ ,  $B_4 = 0.0000018520569$ ,  $C_0 = -0.00000099116628$ ,  $C_1 = 0.0028877666$ ,  $C_2 = -0.000081313015$ ,  $C_3 = 0.00000099116628$ ,  $C_4 = -0.0000000044441207$ .  $T$  es la temperatura de la solución en grados Celsius. Destacar, que al igual que en la correlación anterior y en todas las que define este artículo de Florides  $X$  es el % en LiBr de la solución.

El punto A2 de este anexo permite calcular **la presión de saturación ( $P_{sat}$  [kPa])**, **para una solución de LiBr-agua** con una fracción másica en LiBr entre 0.45 y 0.7. Se plantea el sistema de ecuaciones,

$$T_{ref} = \left\{ \frac{-2 \cdot E}{D + [D^2 - 4 \cdot E \cdot (C - \log P_{sat})]^{0.5}} \right\} - 273 \quad (5.22)$$

$$T_{sol} = \sum B + T_{ref} \cdot \sum A \quad (5.23)$$

Despejando  $T_{ref}$  de la ecuación 5.23 y sustituyendo en la 5.22 queda la siguiente expresión para  $P_{sat}$ ,

$$P_{sat} = 10^{\left[ C - \frac{D^2 - \left( \frac{2 \cdot E \cdot \sum A}{T_{sol} - \sum B + 273 \cdot \sum A + D} \right)^2}{4 \cdot E} \right]} \quad (5.24)$$

Donde  $T_{sol}$  es la temperatura de la solución en grados Celsius, y los demás parámetros se definen como,

$$\sum A = A_0 \cdot X^0 + A_1 \cdot X^1 + A_2 \cdot X^2 + A_3 \cdot X^3 \quad (5.25)$$

$$\sum B = B_0 \cdot X^0 + B_1 \cdot X^1 + B_2 \cdot X^2 + B_3 \cdot X^3 \quad (5.26)$$

Siendo los valores de las constantes:  $A_0 = -2.00755$ ,  $A_1 = 0.16976$ ,  $A_2 = -0.003133362$ ,  $A_3 = 0.0000197668$ ,  $B_0 = 124.937$ ,  $B_1 = -7.71649$ ,  $B_2 = 0.152286$ ,  $B_3 = -0.0007959$ ,  $C=7.05$ ,  $D=-1596.49$  y  $E=-104095.5$ .

El punto A4 de este anexo permite calcular la **densidad** ( $\rho$  [kg/m<sup>3</sup>]) **de la solución LiBr-agua**,

$$\rho = 1145.36 + 470.84 \cdot X + 1374.79 \cdot X^2 - (0.333393 + 0.571749 \cdot X) \cdot T_{sol} \quad (5.27)$$

Donde  $X$  es la fracción másica de LiBr en la solución, y  $T_{sol}$  es la temperatura de la solución en grados Celsius.

El punto A5 de este anexo permite calcular la **viscosidad** ( $\mu$  [kg/m·s]) **de la solución LiBr-agua**,

$$\mu = \frac{\exp(B)}{1000} \quad (5.28)$$

Mostrando  $B$  una dependencia de otros 3 parámetros, todos ellos definidos a continuación,

$$B = A_1 + \frac{A_2}{T_{sol}} + A_3 \cdot \ln(T_{sol}) \quad (5.29)$$

$$A_1 = -494.122 + 16.3967 \cdot X - 0.14511 \cdot X^2 \quad (5.30)$$

$$A_2 = 28606.4 - 934.568 \cdot X + 8.52755 \cdot X^2 \quad (5.31)$$

$$A_3 = 70.3848 - 2.35014 \cdot X + 0.0207809 \cdot X^2 \quad (5.32)$$

Donde  $X$  es el % en LiBr de la solución, y  $T_{sol}$  es la temperatura de la solución en Kelvin.

Los puntos A6 y A7 de este anexo permiten calcular el **calor específico a presión constante** ( $C_p$  [J/kg·K]) y la **conductividad térmica** ( $k$  [W/mK]) de la solución LiBr-agua respectivamente,

$$C_p = 0.0976 \cdot X^2 - 37.512 \cdot X + 3825.4 \quad (5.33)$$

La expresión que define  $k$  depende de la temperatura a la que se encuentre la solución. Para una  $T$  (temperatura de la solución [K]) mayor o igual a 313 K,

$$k = k_1 + D_{12} \quad (5.34)$$

En cambio, para una  $T$  menor a 313 K,

$$k = k_1 + D_{13} \quad (5.35)$$

Donde,

$$k_1 = -0.3081 \cdot \left(\frac{X}{100}\right) + 0.62979 \quad (5.36)$$

$$k_2 = -0.3191795 \cdot \left(\frac{X}{100}\right) + 0.65388 \quad (5.37)$$

$$D_{12} = \left(\frac{k_2 - k_1}{20}\right) \cdot (T - 313) \quad (5.38)$$

$$k_3 = -0.291897 \cdot \left(\frac{X}{100}\right) + 0.59821 \quad (5.39)$$

$$D_{13} = \left(\frac{k_3 - k_1}{20}\right) \cdot (313 - T) \quad (5.40)$$

El punto A9 de este anexo permite calcular la **entalpía del agua de calentamiento** ( $i$  [kJ/kg]),

$$i = -0.00125397 \cdot T^2 - 2.29983657 \cdot T + 2500.43063 \quad (5.41)$$

Siendo  $T$  la temperatura del agua de calentamiento en grados Celsius.

El punto A12 de este anexo permite calcular la **entalpía del refrigerante sobrecalentado** ( $i$  [kJ/kg]),

$$i = \left( \frac{H_{sH2} - H_{sH1}}{100} \right) \cdot T + H_{sH1} \quad (5.42)$$

Siendo,

$$H_{sH1} = 32.508 \cdot \ln(P) + 2513.2 \quad (5.43)$$

$$H_{sH2} = 0.00001 \cdot P^2 - 0.1193 \cdot P + 2689 \quad (5.44)$$

Donde  $P$  es la presión de vapor de agua [kPa], y  $T$  los grados de sobrecalentamiento, es decir,

$$T = T_{refrigerante} - T_{saturación}(P_{referencia}) \quad (5.45)$$

La temperatura de saturación del refrigerante a la presión de referencia la podemos obtener de la base de datos webbook de NIST (*National Institute of Standards and Technology*). Para una presión de referencia de 12,344 kPa, esta temperatura de saturación alcanza los 323,12 K.

El punto A13 de este anexo permite calcular las **propiedades del refrigerante en estado líquido**, es decir, del agua, necesarias para el **agua de calentamiento**,

**Calor específico a presión constante** ( $C_p$  [J/kg·K]),

$$C_p = 0.000003216145833 \cdot T^4 - 0.000798668982 \cdot T^3 + 0.00780295139 \cdot T^2 - 3.0481614 \cdot T + 4217.7377 \quad (5.46)$$

**Conductividad térmica** ( $k$  [W/m·K]),

$$k = -6.5104167 \cdot 10^{-10} \cdot T^4 - 0.00000018923611 \cdot T^3 - 2.671875 \cdot 10^{-5} \cdot T^2 + 0.0027103175 \cdot T + 0.5520119 \quad (5.47)$$

**Viscosidad absoluta** ( $\mu$  [N·s / m<sup>2</sup>]),

$$\mu = 0.000001 \cdot (0.000031538716146 \cdot T^4 - 8.913055428199999 \cdot 10^{-3} \cdot T^3 + 0.9795876934 \cdot T^2 - 55.4567974 \cdot T + 1791.74424) \quad (5.48)$$

**Densidad** ( $\rho$  [kg/m<sup>3</sup>]),

$$\rho = 0.000015451 \cdot T^3 - 0.0059003 \cdot T^2 - 0.019075 \cdot T + 1002.3052 \quad (5.49)$$

Correlaciones de Tsilingiris et al. (2008)

Este trabajo proporciona un estudio sobre las propiedades termofísicas y de transporte del aire húmedo en un rango de temperaturas entre 0 y 100 °C. Para ello necesita realizar el cálculo de las propiedades tanto del aire seco como del vapor de agua, en el rango de temperaturas antes citado, el cual abarca sobradamente los límites de estudio para esta simulación.

**Conductividad térmica del vapor de agua** ( $k$  [W/m·K]),

$$k = 10^{-3} \cdot (1.663336663 \cdot 10^{-4} \cdot t^2 + 5.558941059 \cdot 10^{-2} \cdot t + 17.61758242) \quad (5.50)$$

**Calor específico a presión constante del vapor de agua** ( $C_p$  [J/kg·K]),

$$C_p = 10^3 \cdot (1.941058941 \cdot 10^{-5} \cdot t^2 - 2.578421578 \cdot 10^{-4} \cdot t + 1.86910989) \quad (5.51)$$

Siendo  $t$  la temperatura del vapor de agua en grados Celsius.

Correlación de Sengers et al. (1984)

Este trabajo consigue plantear un conjunto de ecuaciones para calcular **la viscosidad del vapor de agua** ( $\mu$  [N·s / m<sup>2</sup>]).

Se introducen variables adimensionales para la temperatura  $T$ , densidad  $\rho$ , y presión  $P$ , definiendo,

$$\bar{T} = \frac{T}{T^*} \quad (5.52)$$

$$\bar{\rho} = \frac{\rho}{\rho^*} \quad (5.53)$$

$$\bar{P} = \frac{P}{P^*} \quad (5.54)$$

Siendo  $T^* = 647.27$  K,  $\rho^* = 317.763$  kg/m<sup>3</sup> y  $P^* = 22.115 \cdot 10^{-6}$  Pa.

La ecuación de Watson, Basu y Sengers viene definida de la siguiente manera,

$$\mu = \mu_o(\bar{T}) \times \mu'_1(\bar{\rho}, \bar{T}) \quad (5.55)$$

Y es válida para los siguientes rangos de presiones y temperaturas:

0°C < T < 150°C	0Mpa < P < 500Mpa
150°C < T < 600°C	0Mpa < P < 350Mpa
600°C < T < 900°C	0Mpa < P < 300Mpa

La función  $\mu_o(\bar{T})$  representa la viscosidad límite de un gas diluido como una función de la temperatura, la cual se define como,

$$\mu_o(\bar{T}) = \frac{\mu^* \cdot \sqrt{\bar{T}}}{\sum_{k=0}^3 u_k \cdot \bar{T}^{-k}} \quad (5.56)$$

Siendo  $\mu^* = 1 \cdot 10^{-6} \text{ Pa} \cdot \text{s}$

Los coeficientes  $u_k$  vienen dados en la Tabla 5.2:

Coefficients $a_k$ for $\mu_o(\bar{T})$	
$u_0 =$	0.018 158 3
$u_1 =$	0.017 762 4
$u_2 =$	0.010 528 7
$u_3 =$	-0.003 674 4

**Tabla 5.2** Coeficientes  $a_k$  para  $\mu_o(\bar{T})$ . Fuente: Sengers et. al (1984)

La función  $\mu'_1(\bar{\rho}, \bar{T})$ ,

$$\mu'_1(\bar{\rho}, \bar{T}) = \exp \left[ \bar{\rho} \cdot \sum_{i=0}^5 \sum_{j=0}^6 a_{ij} \cdot \left( \frac{1}{\bar{T}} - 1 \right)^i \cdot (\bar{\rho} - 1)^j \right] \quad (5.57)$$



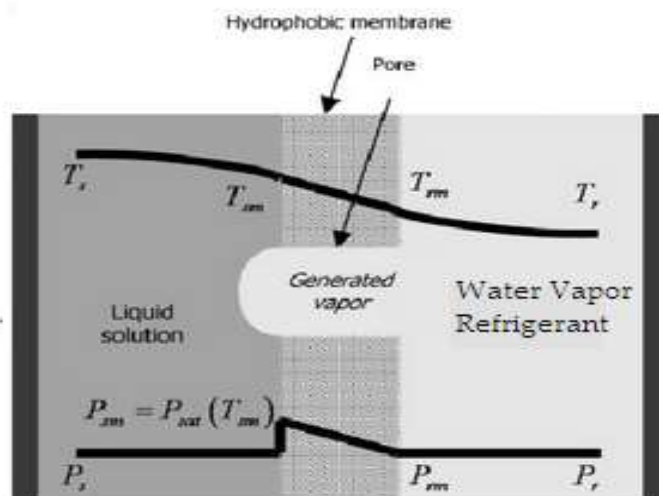
Los coeficientes  $a_{ij}$  vienen dados por la Tabla 5.3 donde los coeficientes  $a_{ij}$  que no aparecen equivalen a cero.

Coefficients $a_{ij}$ for $\mu'_1(\bar{p}, \bar{T})$		
$i$	$j$	$a_{ij}$
0	0	$a_{00} = 0.513\ 204\ 7$
1	0	$a_{10} = 0.320\ 565\ 6$
4	0	$a_{40} = -0.778\ 226\ 7$
5	0	$a_{50} = 0.188\ 544\ 7$
0	1	$a_{01} = 0.215\ 177\ 8$
1	1	$a_{11} = 0.731\ 788\ 3$
2	1	$a_{21} = 1.241\ 044$
3	1	$a_{31} = 1.476\ 783$
0	2	$a_{02} = -0.281\ 810\ 7$
1	2	$a_{12} = -1.070\ 786$
2	2	$a_{22} = -1.263\ 184$
0	3	$a_{03} = 0.177\ 806\ 4$
1	3	$a_{13} = 0.460\ 504\ 0$
2	3	$a_{23} = 0.234\ 037\ 9$
3	3	$a_{33} = -0.492\ 417\ 9$
0	4	$a_{04} = -0.041\ 766\ 10$
3	4	$a_{34} = 0.160\ 043\ 5$
1	5	$a_{15} = -0.015\ 783\ 86$
3	6	$a_{36} = -0.003\ 629\ 481$

Tabla 5.3 Coeficientes  $a_{ij}$  para  $\mu'_1(\bar{p}, \bar{T})$ . Fuente: Sengers et. al (1984)

### 5.2.2 Transferencia de masa

Dentro del generador, se produce una transferencia de masa desde el seno de la disolución al seno del vapor por mecanismos de convección másica y difusión molecular. Entre ambas zonas, se dispone la membrana que actúa como interfase. En la superficie de la membrana en contacto con la disolución se considera que existe un equilibrio de fases.



**Figura 5.5** Evolución de las temperaturas y presiones de refrigerante y solución a través del generador. Fuente: Kim et. al (2008) (Modificado)

Los detalles del mecanismo de transferencia de masa a través de los poros de la membrana hidrofóbica se describen en la Figura 5.5. El calentamiento continuo en el lado del agua caliente provoca el gradiente de temperatura dentro de los microcanales del desorbedor, como se representa en la Figura 5.5. Cuando se genera el vapor de refrigerante en la superficie de la membrana hidrofóbica, su presión,  $P_{sm}$ , es la presión de vapor de saturación del agua correspondiente a la temperatura de la membrana en el lado de la solución,  $T_{sm}$ . Puesto que la presión del vapor generado es superior a cualquier otra, se produce un desequilibrio local dado por la diferencia de presiones entre ambos lados de la membrana, el lado de la solución y el del refrigerante, el cual actúa como una fuerza impulsora para el vapor de refrigerante que escapa a través de la membrana hidrofóbica. La osmosis inversa causada por la diferencia de concentraciones ejerce un efecto negativo sobre la fuerza impulsora. En consecuencia, la forma final de la fuerza impulsora de conducción viene dada por la siguiente ecuación:

$$\Delta P = [P_{sat}(T_{sm}) \cdot (1 - x_{sm}^m) - P_{rm} \cdot (1 - x_{rm}^m)] - [P_{sat}(T_{sm}) \cdot x_{sm}^m - P_{rm} \cdot x_{rm}^m] \quad (5.58)$$

Siendo  $x^m$  la fracción molar de sal, y dependiendo del subíndice, de la solución o refrigerante en cada lado de la membrana.

### **Conservación de la masa**

Para la conservación de la masa entre sección y sección, se tienen en cuenta los caudales másicos de disolución y vapor de refrigeración obteniendo el balance global:

$$\dot{m}_d(n+1) + \dot{m}_r(n+1) = \dot{m}_d(n) + \dot{m}_r(n) \quad (5.59)$$

Las variaciones en los caudales másicos estarán determinadas por los mecanismos de transferencia de masa desde la fase líquida a la fase gaseosa.

Por otro lado, a la hora de desarrollar el balance parcial de LiBr, resulta necesario tener en cuenta su concentración másica en la disolución.

$$\dot{m}_d \cdot (n+1) \cdot x(n+1) = \dot{m}_d(n) \cdot x(n) \quad (5.60)$$

La forma de resolución de estas ecuaciones se explica detalladamente en el siguiente capítulo.

### **Ecuación general de transferencia de masa**

De manera general, en el generador, la transferencia de masa hacia el refrigerante queda determinada por la siguiente expresión, en términos de variación de flujo másico de refrigerante y disolución.

$$\dot{m}_r(n+1) - \dot{m}_r(n) = -[\dot{m}_d(n+1) - \dot{m}_d(n)] = J \cdot \tilde{P} \quad (5.61)$$

Siendo  $\tilde{P}$  el perímetro y  $J$  el flujo másico a través de la membrana.

La definición de  $J$  viene dada por Schofield et al. (1990), que afirma que para difusión de Knudsen,  $J \propto \Delta P$ , mientras que en flujo de Poiseuille,  $J \propto P \cdot \Delta P$ . A su vez, se sugiere que en la región de transición Knudsen-Poiseuille, la permeabilidad de la membrana,  $K$ , depende de la relativa influencia de ambos mecanismos.

$$J = a \cdot \zeta^b \cdot \Delta P \quad (5.62)$$

Donde  $\varsigma$  es la presión adimensional,  $a$  es la constante de permeación de la membrana y  $b$  es 0 para la difusión de Knudsen y 1 para el flujo de Poiseuille.

$$\varsigma = \frac{0.5 \cdot [P_{sat}(T_{sm}) + P_{rm}]}{P_{ref}} \quad (5.63)$$

Siendo  $P_{sat}(T_{sm})$ , la presión de saturación a la temperatura de la disolución en su interfase con la membrana, y  $P_{rm}$ , la presión del refrigerante en su interfase con la membrana, que es igual a la presión de referencia.

La constante de permeación de la membrana,  $a$ , es la permeabilidad dividida entre el grosor de la membrana, evaluadas a la presión de referencia. El significado físico de esta constante de permeación es que representa la constante de proporcionalidad entre el flujo y la caída de presión, a la presión de referencia.

$$a = M \cdot \ddot{u} \cdot (A + B \cdot P_{ref}/L) / \delta \quad (5.64)$$

Donde  $\delta$  es el espesor de la membrana.

El exponente  $b$  varía en torno a 0 y 1, e indica el grado en el que el flujo de Poiseuille contribuye a la permeabilidad.

$$b = \left( B \cdot \frac{P_{ref}}{L} \right) / \left( A + B \cdot \frac{P_{ref}}{L} \right) \quad (5.65)$$

Donde,

$$A = 2 \cdot r \cdot \epsilon / 3 \cdot \chi \cdot R \cdot T \quad (5.66)$$

$$B = \pi \cdot r^2 \cdot \epsilon / 32 \cdot \chi \cdot R \cdot T \quad (5.67)$$

$$\ddot{u} = (8 \cdot R \cdot T / \pi \cdot M)^{1/2} \quad (5.68)$$

Estos parámetros dependen de las características geométricas y operacionales de las membranas, siendo  $r$  el radio de poro de la membrana,  $\epsilon$  la porosidad de la membrana y  $\chi$  la tortuosidad de la membrana. Por otro lado, también dependen del peso molecular del gas,  $M$ , de la constante de los gases ideales,  $R$ , y de la temperatura de la sustancia que está pasando a través de la membrana, es decir, el refrigerante.

Además el recorrido libre medio para la unidad de presión se define en función del recorrido libre medio de las moléculas de gas, y de la presión de referencia:

$$L = \lambda \cdot P_{ref} \quad (5.69)$$

Donde,

$$\lambda = \left( \frac{2 \cdot \mu \cdot R \cdot T}{P_{ref} \cdot M} \right) \cdot \left( \frac{\pi \cdot M}{8 \cdot R \cdot T} \right)^{0.5} \quad (5.70)$$

Siendo  $\mu$  la viscosidad del refrigerante, y los demás parámetros ya detallados anteriormente.

La presión de referencia se elige como una presión típica en el rango de presiones utilizadas para este tipo de aplicación. En la simulación de este proyecto se toma una presión de referencia de,

$$P_{ref} = 5000Pa$$

Que correspondería a la condensación del vapor de 33°C.



## 6. SIMULACIÓN

## 6.1 SIMULACIÓN

Un paso importante en una investigación es el diseño de un modelo matemático que pueda predecir el comportamiento del sistema. Para la resolución de los conceptos sometidos a estudio, planteados en el capítulo anterior, resulta necesario el uso de un programa informático que permita resolver el sistema de ecuaciones a plantear de forma rápida y precisa y aporte distintas herramientas para tratar, analizar y valorar tal información obtenida.

Con el fin de cerciorarse de que el programa realizado es óptimo, se deben realizar distintas simulaciones variando determinados parámetros. Esto permitirá no solo poder llevar a cabo un análisis de sensibilidad sino también obtener información de mayor calidad observando la implicación de estos parámetros en el comportamiento del sistema.

Cuando se realiza un cálculo mediante iteración de resultados, es inevitable cometer cierto error derivado de los valores residuales que se transmiten de sección en sección, por lo que resulta imprescindible tener un conocimiento aproximado del error que se espera cometer para mantenerlos en rangos aceptables de forma que no invaliden los resultados obtenidos.

## 6.2 SOFTWARE DE PROGRAMACIÓN

La implementación del modelo se ha realizado con MATLAB (abreviatura de MATrix LABoratory, “laboratorio de matrices”). Es una herramienta de software matemático que ofrece un entorno desarrollado integrado con un lenguaje de programación propio (lenguaje M) y servicio de especie. Entre sus prestaciones básicas se hallan la manipulación de matrices, la representación de datos y funciones y la implementación de algoritmos, entre otras. Han sido mencionadas las más importantes y útiles para la resolución de este problema.

Existen otros programas matemáticos de gestión computarizada más acomodados a este tipo de problemas que incluyen una librería de datos de las propiedades termofísicas de los fluidos, ya que MATLAB está muy orientado a la resolución de matrices. Sin embargo, se ha seleccionado este programa por sus facilidades de tratamiento de grandes volúmenes de datos de los que se hace uso, por su posibilidad de observación de datos sometidos a cálculos a tiempo real, y principalmente, por la familiaridad del autor con el mismo.

## 6.3 IMPLEMENTACIÓN

Se presentan a continuación los pasos realizados para la secuencia de cálculo.

### 1. Inicialización de los parámetros de entrada

En las Tabla 6.1, 6.2 y 6.3, se pueden observar los parámetros de entrada considerados como condiciones iniciales.

Elemento	Parámetro	Nomenclatura
Generador y Condensador	Anchura	$W$
	Longitud	$L$
Canal generador	Anchura	$chwidth$
	Longitud	$Chlength=L$
	Profundidad	$chdepth$
	Material: Acero inoxidable	
Membrana	Radio	$Radiom$
	Porosidad	$Porosidadm$
	Espesor	$Espesorm$
	Material: PVDF	

Tabla 6.1 Parámetros geométricos constantes en el cálculo (m)

Parámetro	Nomenclatura
Flujo másico de agua de calentamiento	$\dot{m}_h$
Presión de referencia	$P_{ref}$

Tabla 6.2 Parámetros termodinámicos constantes en el cálculo (m)

En este apartado, conocidas la temperatura inicial de solución, refrigerante y agua de calentamiento, se pueden calcular las propiedades termofísicas de los fluidos de trabajo, lo que a su vez permite completar el cálculo del resto de parámetros físicos como los coeficientes de transferencia de calor.

Resulta interesante obtener los números de Reynolds y Prandtl a lo largo de los sucesivos volúmenes de control, aunque la resolución del modelo matemático no lo imponga, pues estos parámetros dan una idea muy decisiva del comportamiento que están tomando los fluidos y su capacidad de transferencia de calor.



Parámetro	Nomenclatura
Temperatura de solución	$T_s$
Temperatura de agua de calentamiento	$T_h$
Temperatura de refrigerante	$T_r$
Flujo másico de solución	$\dot{m}_s$
Flujo másico de refrigerante	$\dot{m}_r$
Concentración	$x$

Tabla 6.3 Parámetros variables en el cálculo

De esta forma, las incógnitas principales a obtener son la temperatura de la solución en la membrana, la temperatura del refrigerante en la membrana, la temperatura de la pared caliente, es decir la pared entre el agua de calentamiento y la solución, la temperatura de la pared fría, es decir, la pared entre el refrigerante y el aire, y las condiciones aguas abajo del agua caliente, la disolución y el vapor.

## 2. Proceso iterativo para cálculo de temperatura de refrigerante en membrana y temperatura de solución en membrana

La resolución de las ecuaciones presentadas en el capítulo anterior requiere de un proceso iterativo para el cálculo de la temperatura de la solución en la interfase con la membrana ( $T_{sm}$ ) y la temperatura del refrigerante en la membrana ( $T_{rm}$ ).

Las ecuaciones que engloban la iteración son las siguientes:

$$\text{I. } h_s^* \cdot \check{P}_s \cdot (T_s - T_{sm}) = \frac{d\dot{m}_s}{dz} \cdot (i_{rm} - i_{sm}) + \frac{k_m}{\delta} \cdot \check{P}_r \cdot (T_{sm} - T_{rm}) \quad (6.1)$$

$$\text{II. } h_r^* \cdot \check{P}_r \cdot (T_{rm} - T_r) = \frac{k_m}{\delta} \cdot \check{P}_r \cdot (T_{sm} - T_{rm}) \quad (6.2)$$

Siendo las variables resaltadas, las incógnitas. El resto de parámetros son o geométricos o propiedades termofísicas que pueden ser obtenidas a partir de las temperaturas impuestas de entrada.

Destacar que,

$$i_{rm} \propto T_{rm} \quad i_{sm} \propto T_{sm}$$

Habiendo sido expuestas anteriormente las ecuaciones correspondientes que definen

cada entalpía.

Por lo tanto, se presenta un sistema de 2 ecuaciones frente a 2 incógnitas, en el que resulta mucho más sencillo realizar una iteración, a despejar un parámetro en una ecuación para introducirlo en la segunda. De este modo, se propone una  $T_{sm}^j$ , mediante la cual se obtiene, a partir de la Ecuación 6.2., una  $T_{rm}^j$ . Introduciendo esta última variable en la Ecuación 6.1, siendo necesario haber calculado previamente su entalpía, se obtiene  $T_{sm}^{j+1}$ . Será, por tanto, necesario realizar un proceso iterativo hasta que  $T_{sm}^j = T_{sm}^{j+1}$ .

Como se puede observar, la Ecuación 6.1. está en función del flujo másico del agua de solución aguas abajo, por lo que será necesario implementar la ecuación correspondiente de las que engloban la transferencia de masa y que serán descritas detalladamente en el siguiente punto. Para el cálculo de tal variable se requiere definir el flujo másico a través de la membrana ( $J$ ), expuesto en el capítulo anterior.

Una vez se han obtenido estas dos temperaturas, se puede completar el cálculo de los parámetros termofísicos con el fin de obtener todos los datos para implementar las ecuaciones de transferencia de masa y balances de energía.

### 3. Cálculo de la transferencia de masa

En este paso se calcula la transferencia de masa en cada punto, para lo cual es necesario conocer la transferencia de masa a través de la membrana, la cual ha sido detallada en el capítulo anterior.

Por lo tanto, siguiendo con tales hipótesis realizadas en el capítulo 5, se obtienen el resto de parámetros,

$$d\dot{m}_r(n) = J \cdot \tilde{P} \quad (6.3)$$

$$d\dot{m}_s(n) = d\dot{m}_r(n) \quad (6.4)$$

$$\dot{m}_s(n+1) = \dot{m}_s(n) - d\dot{m}_s(n) \quad (6.5)$$

$$\dot{m}_r(n+1) = \dot{m}_r(n) + d\dot{m}_r(n) \quad (6.6)$$

A su vez, del balance parcial (ec. 5.60), se obtiene el valor de a nueva concentración.

$$x(n+1) = \frac{x(n) \cdot \dot{m}_s(n)}{\dot{m}_s(n+1)} \quad (6.7)$$

### 4. Balances de energía

Una vez realizados los anteriores pasos, tenemos todos los parámetros necesarios para proceder con la resolución del sistema de ecuaciones expuesto en el capítulo

anterior.

A continuación se presentan las ecuaciones, en las que se ha resaltado el parámetro a despejar en cada una. De esta forma, cada ecuación irá prestando la información necesaria para resolver la siguiente en el flujo. El procedimiento sería el siguiente:

$$h_h(n) \cdot \check{P}_h \cdot (T_{wh}(n) - T_h(n)) = h_s(n) \cdot \check{P}_s \cdot (T_{wh}(n) - T_s(n)) \quad (6.8)$$

$$\dot{m}_h(n) \cdot (\dot{i}_h(n+1) - i_h(n)) - h_h(n) \cdot \check{P}_h \cdot (T_{wh}(n) - T_h(n)) = 0 \quad (6.9)$$

$$\begin{aligned} &(\dot{m}_s(n+1) \cdot \dot{i}_s(n+1) - m_s(n) \cdot i_s(n)) \\ &= h_s(n) \cdot \check{P}_s \cdot (T_{wh}(n) - T_s(n)) + h_s^*(n) \cdot \check{P}_s \cdot (T_{sm}(n) - T_s(n)) + (\dot{m}_s(n+1) - m_s(n)) \cdot i_{sm}(n) \end{aligned} \quad (6.10)$$

$$(\dot{m}_r(n+1) \cdot \dot{i}_r(n+1) - m_r(n) \cdot i_r(n)) = h_r^*(n) \cdot \check{P}_r \cdot (T_{rm}(n) - T_r(n)) + (\dot{m}_r(n+1) - m_r(n)) \cdot i_{rm}(n) \quad (6.11)$$

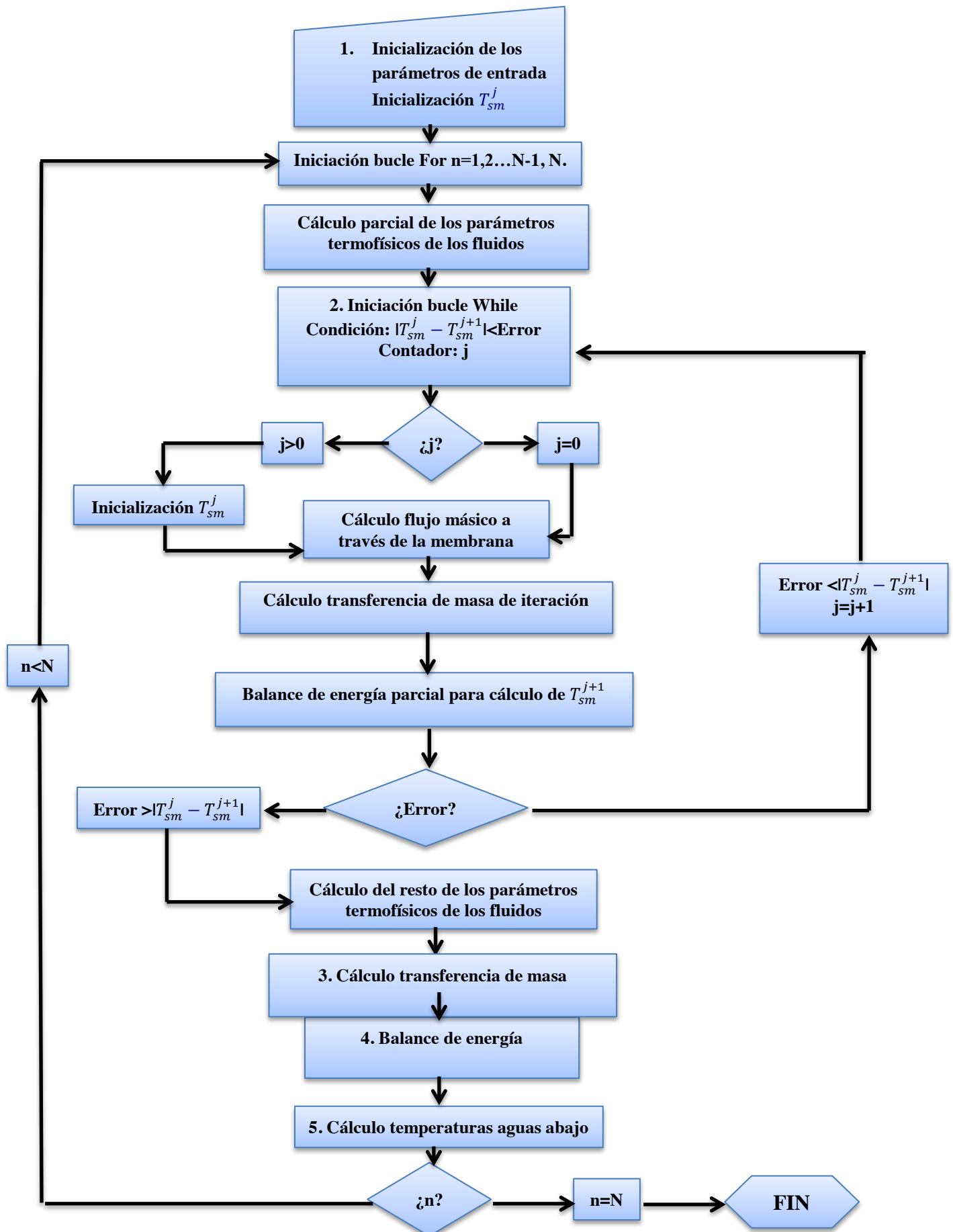
Mediante las 4 ecuaciones que permiten calcular las entalpías del agua de calentamiento, solución y refrigerante y la temperatura de la pared metálica aguas abajo, se llevará a cabo el cálculo de las correspondientes temperaturas en el siguiente paso, de forma que el volumen de control siguiente tenga los parámetros necesarios para poder comenzar el proceso de cálculo tal como se ha descrito éste.

##### 5. Cálculo de las temperaturas de salida de agua de calentamiento, refrigerante y solución

Las ecuaciones expuestas en el capítulo anterior que describían la entalpía como una función dependiente de la temperatura se resuelven pero esta vez despejando las temperaturas en vez de las entalpías. De esta forma se obtienen  $T_r(n+1)$ ,  $T_h(n+1)$  y  $T_s(n+1)$ .

Si se observa, a lo largo de la secuencia de cálculo se han obtenido todos los parámetros iniciales variables (los cuales aparecen en la Tabla 6.3), de forma que el siguiente volumen de control se afrontaría de la misma manera. De hecho, para futuros volúmenes de control a partir del primero, no es necesario operar las correlaciones de cálculos de entalpía, pues como se ha visto, estas vienen dadas por el volumen de control anterior, optimizando de esta forma el tiempo de ejecución del programa.

Se expone a continuación el diagrama de flujo de la secuencia de cálculo con el fin de facilitar la comprensión de lo explicado:



## 6.4 DATOS DE ENTRADA

Para fijar los datos de entrada se han impuesto valores de funcionamiento real de la máquina. Dado que la finalidad de este modelo es predecir el comportamiento en el generador, se irán variando ciertos parámetros de interés para cada caso, partiendo de unos valores iniciales que se denomina caso STANDARD. Los valores reflejados en las siguientes gráficas corresponden a este caso *standard*.

El generador es un intercambiador de placas, de microcanales rectangulares y medidas que se pueden observar en la Tabla 6.4 donde aparecen los parámetros geométricos más relevantes del mismo. Todos los conductos están fabricados de acero inoxidable y está formada por dos circuitos: uno para la mezcla disolución/refrigerante y otro para el agua caliente (fluido de calentamiento).

Elemento	Parámetro	Valor
<b>Generador</b>	Anchura	5 cm
	Longitud	0.1 m
<b>Canal generador</b>	Anchura	0.5 mm
	Longitud	0.1 m
	Profundidad	0.3 mm
	Material: Acero inoxidable	

**Tabla 6.4 Datos caso STANDARD de los parámetros geométricos del generador.**

Dado que los canales del intercambiador de placas tienen una sección rectangular, es necesario determinar el diámetro hidráulico.

$$d_h = \frac{4 \cdot A_h}{P_m} \quad (6.12)$$

Donde  $A_h$  es la sección transversal que atraviesan los fluidos y  $P_m$  es el perímetro mojado, es decir, el perímetro de tal área transversal de paso.

En las Tablas 6.5 y 6.6 se presentan los valores que toman los parámetros operativos:

Parámetro	Nomenclatura
Flujo másico de agua de calentamiento	$8 \cdot 10^{-6} \text{ kg/s}$
Presión de referencia	5 kPa

Tabla 6.5 Datos caso STANDARD de los parámetros termodinámicos constantes en el cálculo

Parámetro	Nomenclatura
Temperatura inicial de agua de calentamiento	368 K
Temperatura inicial de solución	362 K
Temperatura inicial de refrigerante	345 K
Flujo másico inicial de solución por canal	$2.3 \cdot 10^{-6} \text{ kg/s}$
Flujo másico inicial de refrigerante por canal	$4.2 \cdot 10^{-7} \text{ kg/s}$
Concentración inicial de LiBr	55 %

Tabla 6.6 Datos caso STANDARD de los parámetros variables en el cálculo

## 6.5 CASOS DE ESTUDIO

Para todos los casos, permanecerán iguales los valores del caso STANDARD a excepción del valor que se esté comentando en cada apartado. A continuación se especifica el valor numérico en concreto de cada parámetro que sufre una modificación para su análisis.

Así pues, se dividirán en 10 bloques los casos a realizar, nombrados de la A a la J y dentro de cada uno se realizarán (menos en el caso D) pruebas con 5 valores diferentes, numerados de 1 a 5, siempre de menor a mayor. De esta manera, cada gráfica o comentario se referirá al caso 'Letra de bloque' - 'numeración de valor' (ej. F-4).

Destacar que no para todas las gráficas se representaran los 5 valores, sino para aquellas que requieran una diferenciación especial, pudiendo ser suficiente graficar sólo la variación del modelo respecto a 3 variables pues el resto no aportan información destacable.

Observar que los valores resaltados en negrita a continuación, se refieren a los correspondientes valores del caso STANDARD, en caso que coincida.

**A) Variación del diámetro de poro**

1. 0.2  $\mu m$
2. 0.4  $\mu m$
3. 0.6  $\mu m$
4. 0.8  $\mu m$
5. 1  $\mu m$

**B) Variación del espesor de membrana**

1. 80  $\mu m$
2. 110  $\mu m$
3. 140  $\mu m$
4. 170  $\mu m$
5. 200  $\mu m$

**C) Variación de la porosidad**

1. 40 %
2. 50 %
3. 60 %
4. 70 %
5. 80 %

**D) Variación del material de membrana**

1. PP  $\rightarrow k_m = 0.19 \frac{W}{K \cdot m}$
2. PVDF  $\rightarrow k_m = 0.2 \frac{W}{K \cdot m}$
3. PTFE  $\rightarrow k_m = 0.25 \frac{W}{K \cdot m}$

**E) Variación del ancho del canal**

1.  $5 \cdot 10^{-5} \text{ m}$
2.  $7.5 \cdot 10^{-5} \text{ m}$
3.  $1 \cdot 10^{-4} \text{ m}$
4.  $2.5 \cdot 10^{-4} \text{ m}$
5.  $5 \cdot 10^{-4} \text{ m}$

**F) Variación de la temperatura de agua de calentamiento de solución**

1. 361 K
2. 366.5 K
3. 372 K
4. 377.5 K
5. 383 K

**G) Variación de la temperatura de entrada de solución acuosa de LiBr**

1. 356 K
2. 358.25 K
3. 360.5 K
4. 362.75 K
5. 365 K

**H) Variación del flujo másico de entrada de agua de calentamiento**

1.  $5 \cdot 10^{-6} \text{ kg/s}$
2.  $5 \cdot 10^{-5} \text{ kg/s}$
3.  $5 \cdot 10^{-4} \text{ kg/s}$
4.  $5 \cdot 10^{-3} \text{ kg/s}$
5.  $5 \cdot 10^{-2} \text{ kg/s}$



**I) Variación del flujo másico de entrada de solución acuosa de LiBr**

1.  $5 \cdot 10^{-7} \text{ kg/s}$
2.  $1 \cdot 10^{-6} \text{ kg/s}$
3.  $5 \cdot 10^{-6} \text{ kg/s}$
4.  $1 \cdot 10^{-5} \text{ kg/s}$
5.  $5 \cdot 10^{-5} \text{ kg/s}$

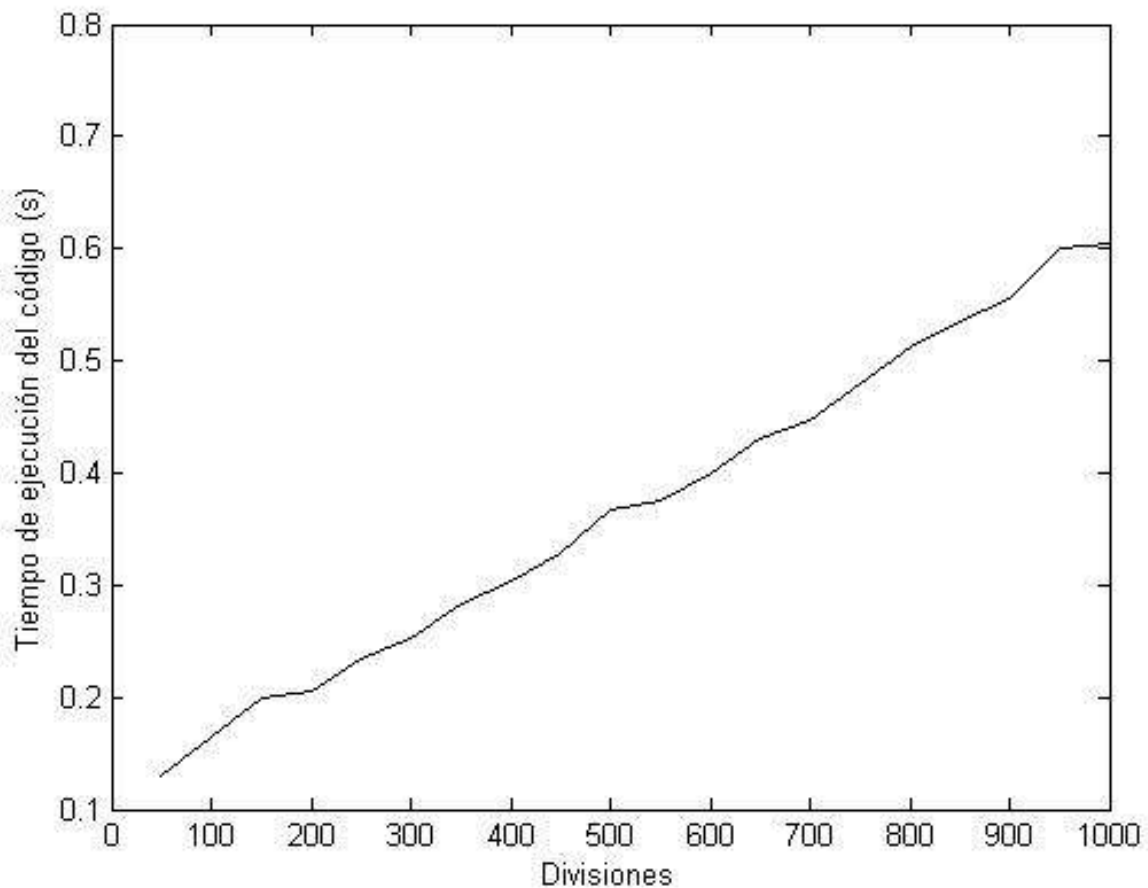
**J) Concentración de entrada en LiBr de la solución**

1. 47 %
2. 49 %
3. 51 %
4. 53 %
5. 55 %

## 6.6 COMENTARIOS SOBRE EL TIEMPO DE EJECUCIÓN

Se utiliza el término de eficiencia logarítmica de un programa computacional para describir aquellas propiedades de los algoritmos que están relacionadas con la cantidad de recursos utilizados. Con el objetivo de maximizar esta eficiencia se ha pretendido minimizar el uso de recursos a lo largo del código, revisando los procesos que se podían optimizar con el fin de no repetir operaciones.

De esta forma, la siguiente gráfica representa los diferentes tiempos de ejecución del programa en lenguaje Matlab, cuyo código se adjunta al final de este proyecto en forma de Anexo. Se puede observar cómo el tiempo de ejecución está, como es lógico, directamente relacionado con el número de divisiones que se han hecho en la discretización del generador. Este tiempo aumenta al aumentar el número de divisiones pues éstas definen el número de veces que se corre el cuerpo principal del programa, es decir, el bucle For (para apreciación más clara observar el diagrama de flujo realizado en el apartado 6.3). Además, se observa una clara tendencia sin picos ni puntos imprecisos lo cual se consiguió al no activar ninguna otra aplicación más en el ordenador.



**Figura 6.1 Variación del tiempo de ejecución del código en función del número de volúmenes de control realizados**

Se comprobó que los resultados en función de las divisiones tomadas en la discretización no variaban, por lo tanto no se realizó un estudio de residuales.

Finalmente se decide tomar 200 divisiones para implementar el modelo, pues tras varias simulaciones se concluyó que era la mejor cantidad para obtener gráficas de calidad en tiempos de ejecución pequeños.



# **7. PRESENTACIÓN Y ANÁLISIS DE RESULTADOS**

## 7.1 INTRODUCCIÓN

Una vez implementado el modelo, se puede analizar de forma más detallada y exhaustiva los fenómenos que ocurren en el generador a partir de las gráficas, que aglomeran un conjunto de datos transformándolos en información, facilitando así el análisis y comprensión de los resultados.

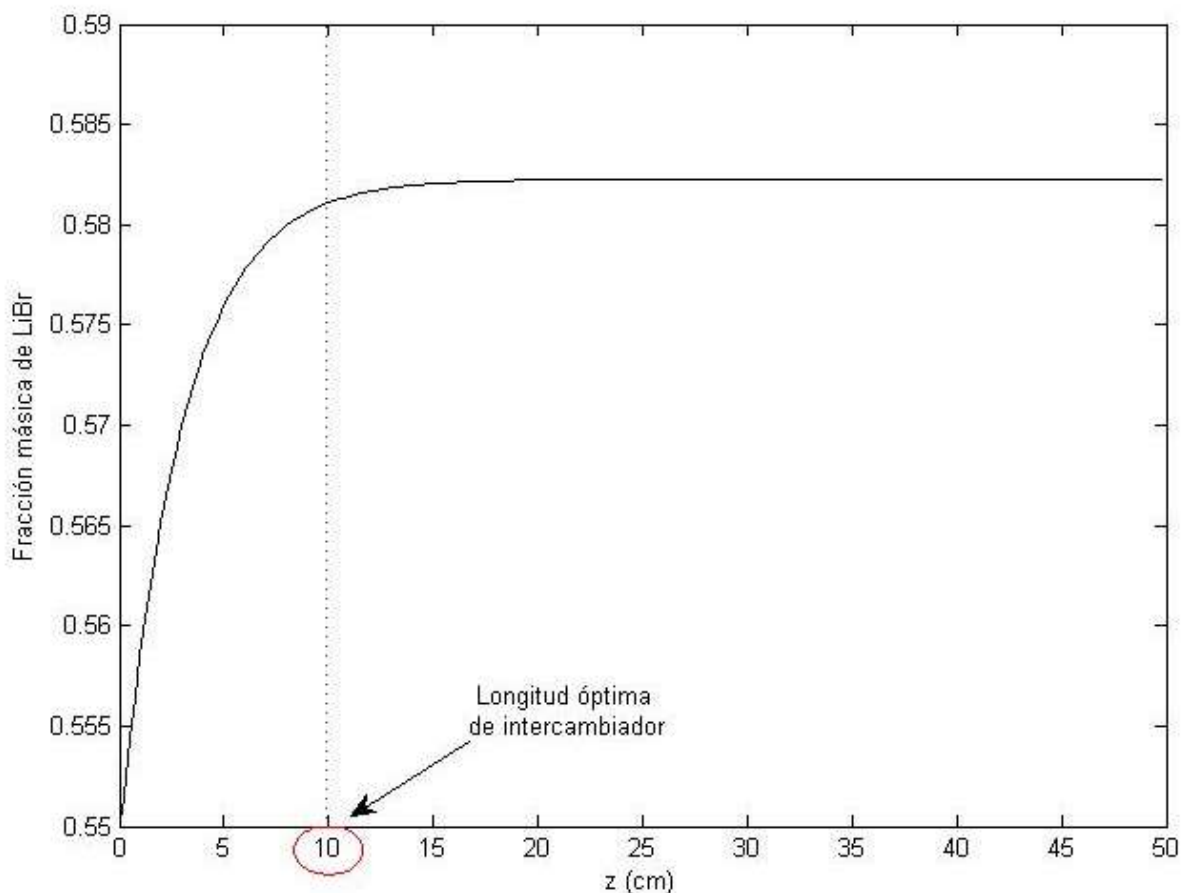
En primera instancia se mostrarán las gráficas principales, las que confirman la viabilidad de esta tecnología, para el caso *STANDARD*. Seguidamente, se presentarán todas las gráficas relativas a los diferentes análisis de sensibilidad realizados. Los análisis de sensibilidad que se desarrollan, analizan diferentes valores para ciertos parámetros de forma individual, es decir variándolos de uno en uno mientras los demás permanecen como en el caso *STANDARD*. Para todos estos análisis se medirá la influencia de cada parámetro sobre la variación de diferencia de concentración a lo largo del generador, entre el primer y último volumen de control de la discretización, el cual da una clara visión sobre el rendimiento del mismo. Elevadas variaciones de la concentración de LiBr en la solución significan mejores resultados, luego en todo momento se buscará maximizar este parámetro, dentro de unas condiciones operativas lógicas.

Destacar que este capítulo es el más importante y denso del proyecto, por lo que se intentará detallar al máximo cada explicación.

### 7.1.1 Caso STANDARD

Estos primeros resultados no buscan otra cosa que confirmar la viabilidad de la tecnología estudiada, cuya consecución se puede corroborar observando las gráficas a continuación.

En primer lugar, en la Figura 7.1, se ha representado la evolución de la fracción másica de LiBr a lo largo de una longitud de intercambiador propuesta de 0.5 metros. Esto se ha hecho con el fin de poder deducir una longitud óptima del generador, la cual, como se observa en la propia Figura 7.1 se ha fijado en los 0.1 metros. Es a partir de esta longitud, donde la fracción másica de LiBr en la solución deja de aumentar significativamente (menos de un 2%).

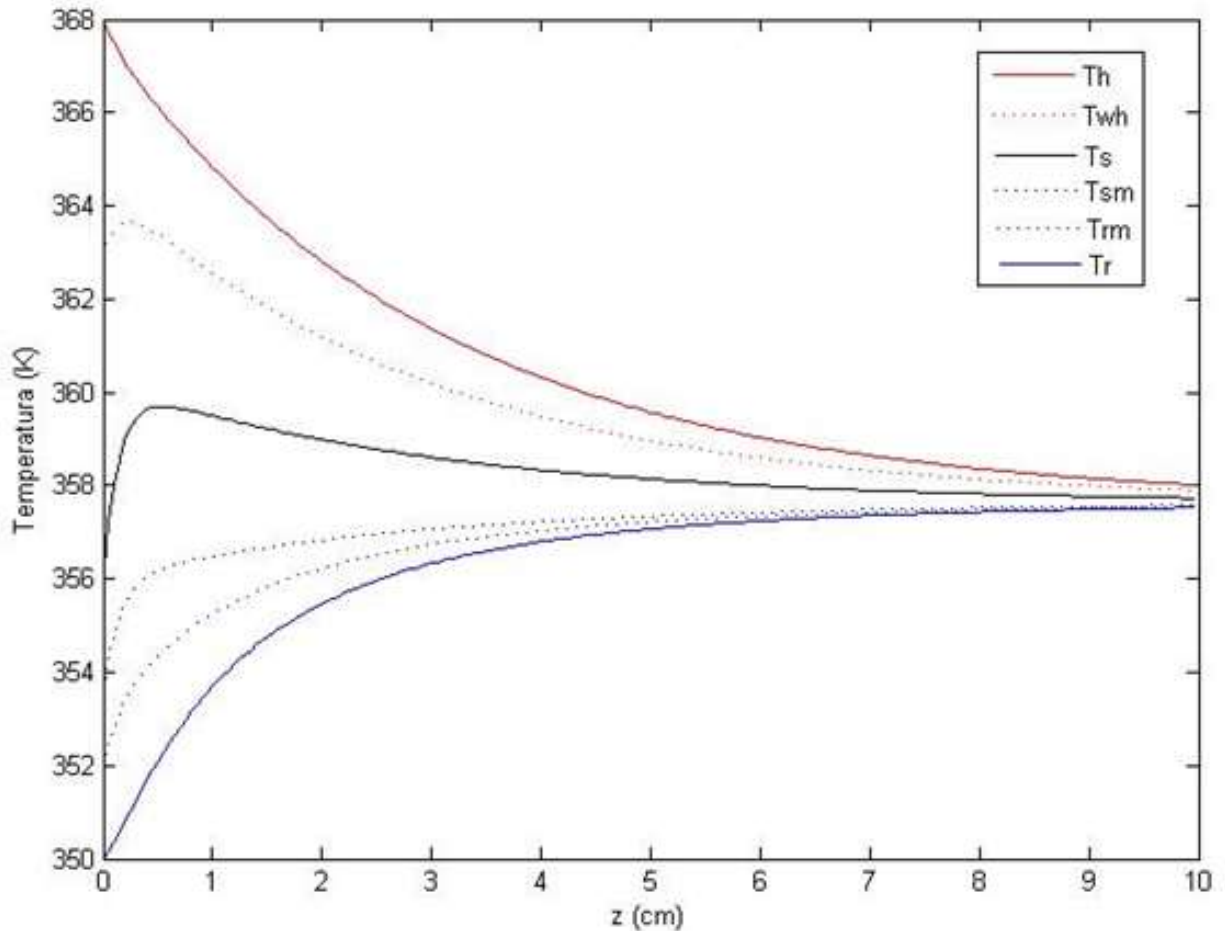


**Figura 7.1 Variación de la fracción másica de LiBr en la solución en función de la longitud del generador**

A partir de este punto, todos los análisis y estudios en esta modelización toman un valor de longitud del generador de 0.1m. Aplicando este dato a la gráfica anterior, se fija la longitud del generador en su óptima marcada por la línea vertical roja a puntos, y se procede a su análisis.

A medida que los fluidos avanzan por los canales del generador la fracción másica del LiBr en la solución va, lógicamente, aumentando, de forma directamente ligada al proceso de ebullición. En primera instancia en la discretización, para el primer volumen de control, se evapora una cantidad de vapor de agua de la solución,  $d\dot{m}_v$ , aumentando por lo tanto el porcentaje de LiBr en la solución. Este proceso se repite para todos los volúmenes de control que forman el generador, dando lugar así a los resultados que la Figura 7.1 nos ofrece.

Seguidamente, se analiza la evolución de las temperaturas más relevantes de los fluidos y paredes del generador utilizadas en el modelo.



**Figura 7.2 Variación de las temperaturas características del modelo en función de la longitud del generador**

En la Figura 7.2 podemos observar la evolución de las temperaturas (de mayor de entrada a menor) de agua de calentamiento ( $T_h$ ), de la pared caliente entre agua de calentamiento y solución ( $T_{wh}$ ), de solución ( $T_s$ ), de membrana en lado de solución ( $T_{sm}$ ), de membrana en lado de refrigerante ( $T_{rm}$ ), y de refrigerante ( $T_r$ ). Las funciones que representan los fluidos mantienen una línea continua mientras que las de las paredes, forman una línea a puntos. Los colores son rojo para agua de calentamiento y pared caliente, negro para solución y azul para refrigerante.

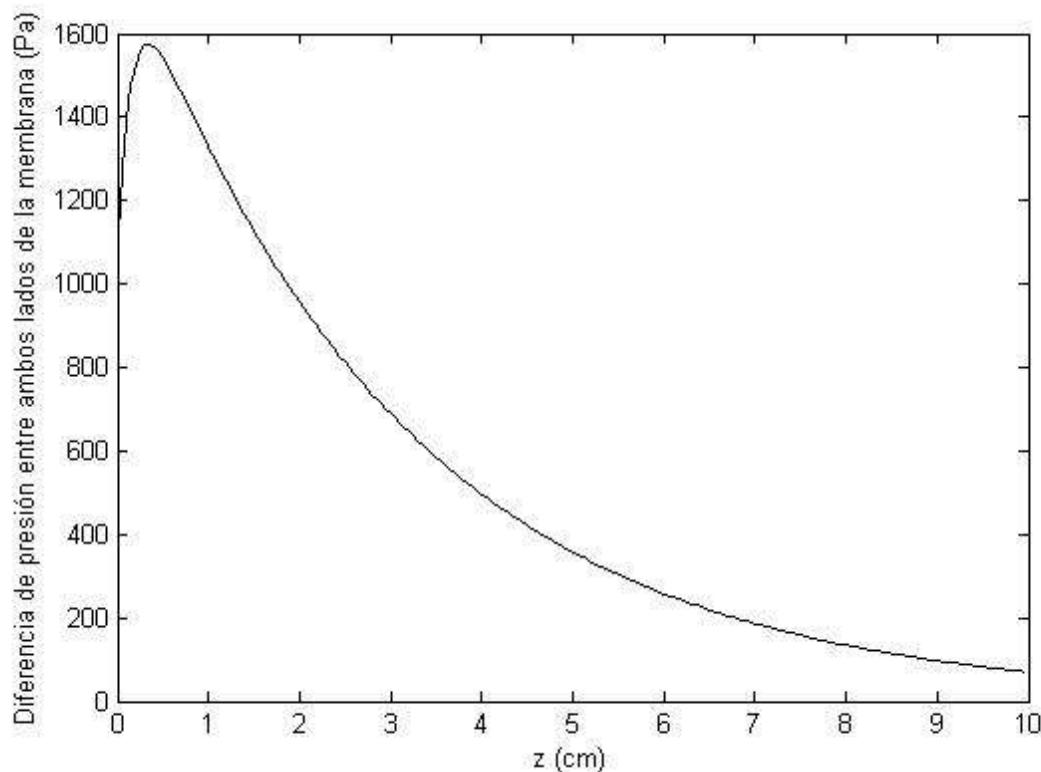
La tendencia de cada temperatura demuestra la transferencia de calor explicada en capítulos anteriores. El agua de calentamiento cede calor, el cual toma la solución para que el agua en ella se evapore parcialmente. Como todo proceso termodinámico, se

terminaría llegando a unas condiciones de equilibrio.

Resulta apreciable como en primera instancia las temperaturas de solución, refrigerante y pared caliente sufren un aumento más pronunciado, para ir amainando el mismo hasta acercarse al equilibrio antes mencionado. Esto se debe a la gran diferencia de temperaturas inicial, lo cual aumenta el efecto de transferencia de calor.

Esta gráfica es una de las más importantes del proyecto, pues demuestra cómo en una longitud de generador tan pequeña se puede conseguir una transferencia de calor suficiente para dar una notable potencia frigorífica. Sin duda, se demuestra la viabilidad de esta tecnología.

Otro parámetro que define la bondad y utilidad del uso de membranas en el generador es el flujo másico a través de la membrana, el cual define la cantidad de vapor de agua que ha sido bullido. Este valor está totalmente ligado a la diferencia de presiones entre ambos lados de la membrana, la cual actúa como fuerza impulsora de la masa a través de ella. En la Figura 7.3 se ha representado esta diferencia de presión.

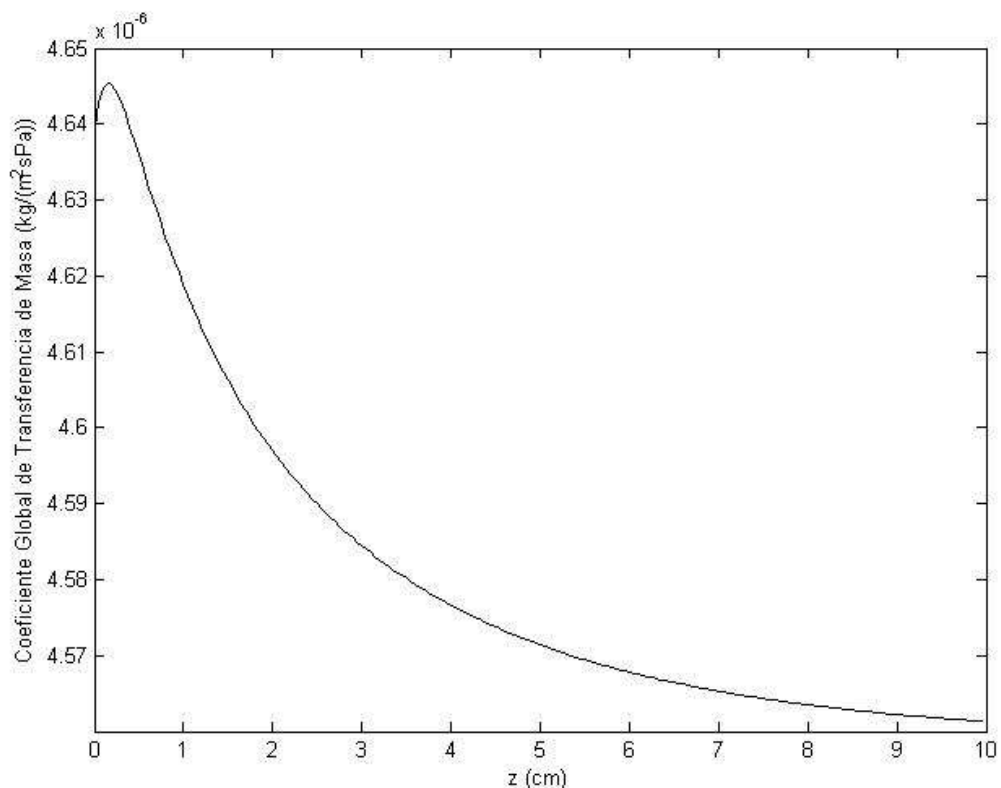


**Figura 7.3 Variación de la diferencia de presión entre ambos lados de la membrana en función de la longitud del generador**

Al igual que con las temperaturas, para los primeros milímetros del generador la diferencia de presión aumenta, debido a que estas presiones vienen dadas por las temperaturas de la solución y refrigerante en la membrana, y la diferencia entre estas en primera instancia aumenta. Seguidamente, la progresión hacia el equilibrio hace que cada vez la diferencia entre estas temperaturas sea menor, y con ella la diferencia de presión, lo que deriva en una disminución del vapor de agua separado. Esto último se puede ver claramente volviendo a la Figura 7.1, donde a medida que disminuye la diferencia de presiones disminuye la pendiente positiva de la fracción másica en la solución para terminar siendo prácticamente nula.

. Destacar que estas diferencias de presión vienen dadas por variaciones de esta variable en la solución, pues en el refrigerante permanece constante, siendo esta igual a la de referencia

En este punto toma importancia el coeficiente global de transferencia de masa, el cual representa la capacidad de transferir masa de una fase a otra, evaluando el tipo de proceso que trata y teniendo en cuenta las resistencias que la transferencia se encuentra, siendo en este caso importante la resistencia que opone la membrana.



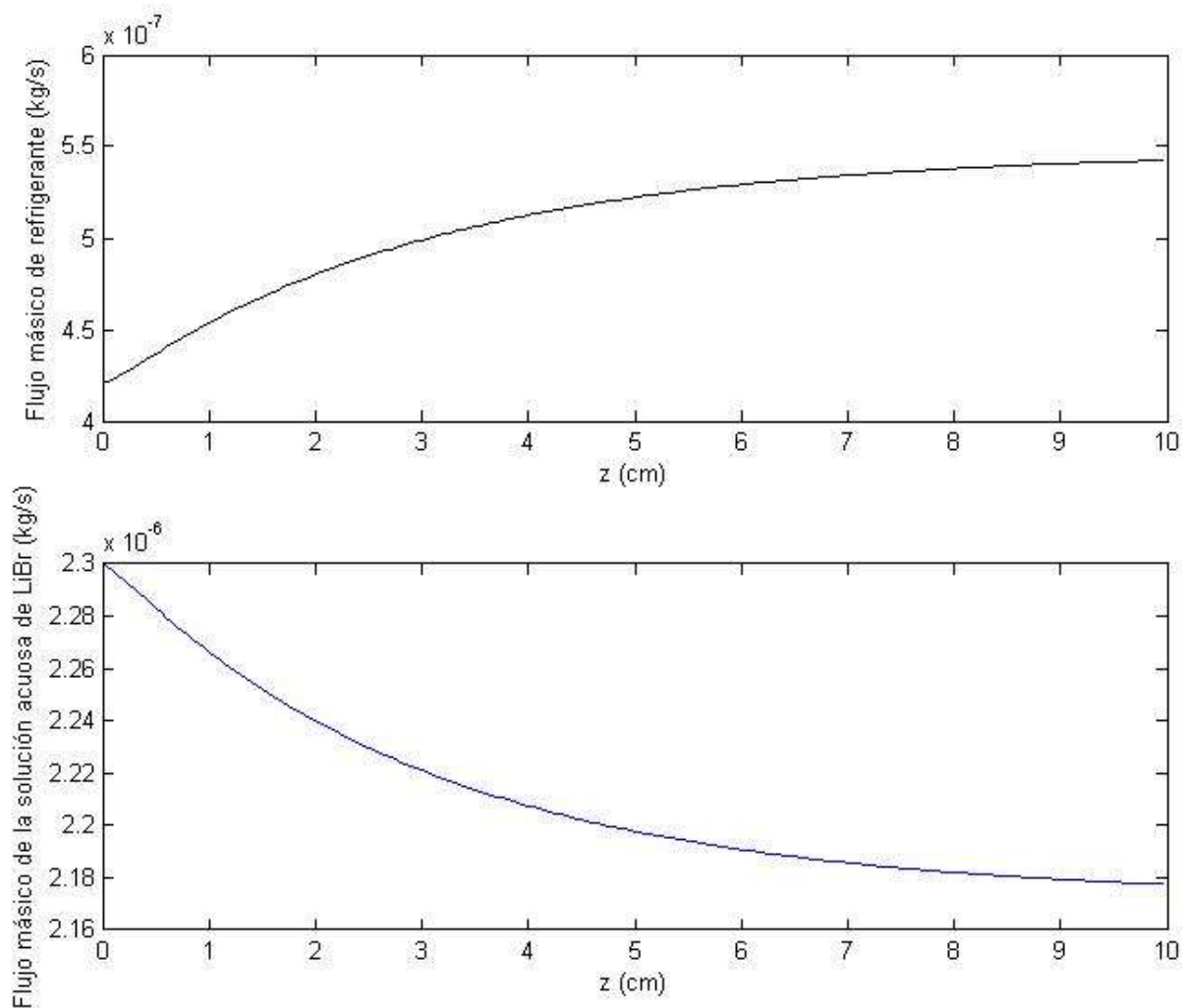
**Figura 7.4 Variación del coeficiente global de transferencia de masa en función de la longitud del generador**



En la Figura 7.4 se puede observar la tendencia que toma este coeficiente, la cual es similar a la variación de diferencia de presión en ambos lados de la membrana. Esto se debe, básicamente a lo explicado anteriormente: la fuerza impulsora de transferencia de masa viene definida por la diferencia de presión a ambos lados de la membrana. De todas formas, la dependencia exacta de se puede apreciar a partir de la ecuación 5.62.

Estas dos últimas gráficas representan parámetros ligados por la principal fórmula de transferencia de masa, Ecuación 5.62, donde  $a \cdot \zeta^b$  es el Coeficiente Global de Transferencia de Masa, y  $\Delta P$  la diferencia de presión entre ambos lados de la membrana.

Para finalizar con el estudio de este *caso STANDARD*, se analiza la evolución de los flujos másicos de refrigerante y solución a través de la Figura 7.5.



**Figura 7.5** Variación de los flujos másicos de refrigerante y solución en función de la longitud del generador

En esta última imagen se observa cómo a medida que se avanza en el generador parte del flujo másico de la solución se va evaporando y convirtiéndose en flujo másico de refrigerante, tras pasar por la membrana. Al igual que todas las anteriores, se puede observar unas tendencias algo más fuertes al principio, lo cual se debe a lo ya explicado anteriormente.

Como conclusión de este apartado, cabe destacar los buenos resultados que este modelo aporta, animando a nuevos y mejores estudios en este campo que completen éstos. Se ha simulado un canal, en coflujo, consiguiendo una variación del 3.2 % en la concentración de LiBr en la solución, un vapor desorbido total de  $1.2241 \cdot 10^{-7} \left[ \frac{\text{kg}}{\text{s}} \right]$  a lo largo de él. La potencia frigorífica correspondiente a una máquina de absorción equipada con este generador correspondería a:

$$\dot{Q}_v = \Delta \dot{m}_r \cdot i_{hf} = 1.2241 \cdot 10^{-7} \left[ \frac{\text{kg}}{\text{s}} \right] \cdot 2509.8 \left[ \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right] = 0.307 \text{ kW}$$

Donde  $\Delta \dot{m}_r$  es el caudal de vapor separado, y  $i_{hf}$  la entalpía de cambio de fase.

Si se diseñase un generador con, por ejemplo, 150 canales, la potencia frigorífica sería de unos 46 kW, lo que correspondería a un volumen requerido de  $3.3 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3/\text{kW}$ .

El número de Reynolds da una buena visibilidad sobre el proceso termohidráulico que está teniendo lugar en cada fluido, y se ha buscado en todo momento no escapar de flujos laminares. Flujos turbulentos escaparían de los rangos de algunas correlaciones que vienen especificadas para flujos laminares, como por ejemplo Shah y London (1978). Esto daría lugar a fallos en el modelo matemático y desembocaría en resultados erróneos. A continuación, se presenta el rango de números de Reynolds y de Prandtl que ha tomado la solución a lo largo del generador.

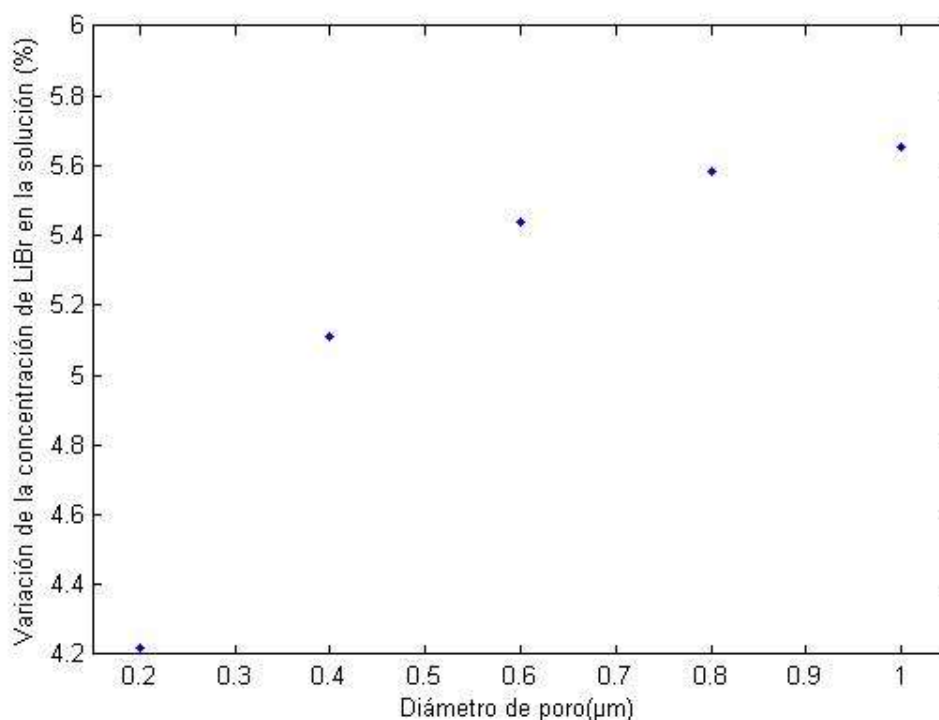
$$Re = [3.138, 2.449]$$

$$Pr = [0.983, 0.989]$$

### 7.1.2 Caso A

En este primer caso, se pretende estudiar cómo afecta la variación del diámetro de poro de la membrana a las propiedades del generador. En el capítulo 4 se ha analizado la importancia de este parámetro en los procesos de desorción, concluyendo que para aplicaciones como la que se da en este proyecto resulta más sensato utilizar diámetros de poro pequeños. Aunque en el *caso STANDARD* se ha fijado este en  $0.55\ \mu\text{m}$ , para este análisis se han alcanzado los rangos extremos que se pueden encontrar en el mercado.

A primera vista, parece lógico pensar que a medida que aumente el diámetro de poro, aumentará la capacidad de flujo de permeación a través de la membrana.



**Figura 7.6 Influencia del diámetro de poro en la variación de la concentración de LiBr en la solución.**

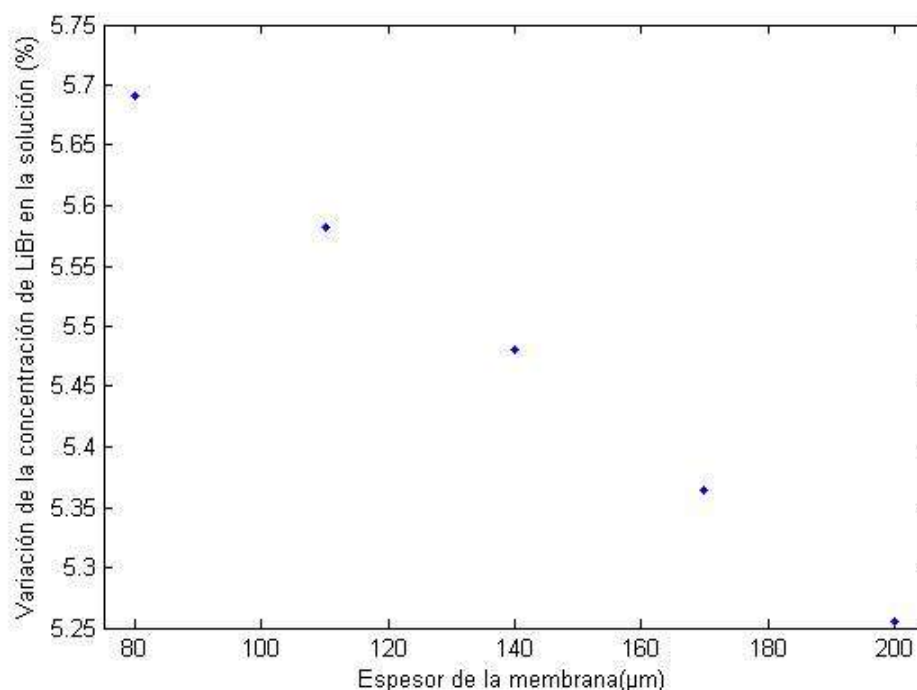
La Figura 7.6 confirma las expectativas. Se puede observar una tendencia positiva a medida que aumenta el diámetro de poro, sin embargo estas variaciones no resultan demasiado elevadas. Resulta destacable que esta tendencia no toma una progresión lineal, sino más bien exponencial, donde se puede llegar a intuir que se alcanzaría un máximo en torno al 5.7% de variación de concentración.

Para todo el rango de diámetros la variación de concentración evoluciona desde aproximadamente 4.2% a 5.65%, con lo que se puede concluir con la confirmación de una influencia positiva, aunque no excesivamente pronunciada, del aumento del diámetro de poro de la membrana sobre la variación de concentración de LiBr en la solución.

### 7.1.3 Caso B

Siguiendo con la influencia de los parámetros geométricos de la membrana, en este caso se centra el estudio sobre el espesor de la misma. Este parámetro representa una resistencia al flujo de permeación a través de la membrana, siendo el aumento de su tamaño inversamente proporcional a la transferencia de masa a través de la misma.

Este hecho, se demuestra a través de la Figura 7.7, en la cual se puede ver cómo a medida que aumenta el espesor de la membrana, disminuye la variación de concentración de LiBr en la solución. En esta ocasión, la tendencia es totalmente lineal, variando la concentración desde 5.7 a 5.2% para, como en el anterior caso, los espesores de membrana lógicos y reconocibles en el mercado.



**Figura 7.7 Influencia del espesor de la membrana en la variación de la concentración de LiBr en la solución.**

Este parámetro tampoco supone unos cambios drásticos en la actuación del generador, e incluso se ve cómo su influencia resulta menor que la del diámetro de poro.

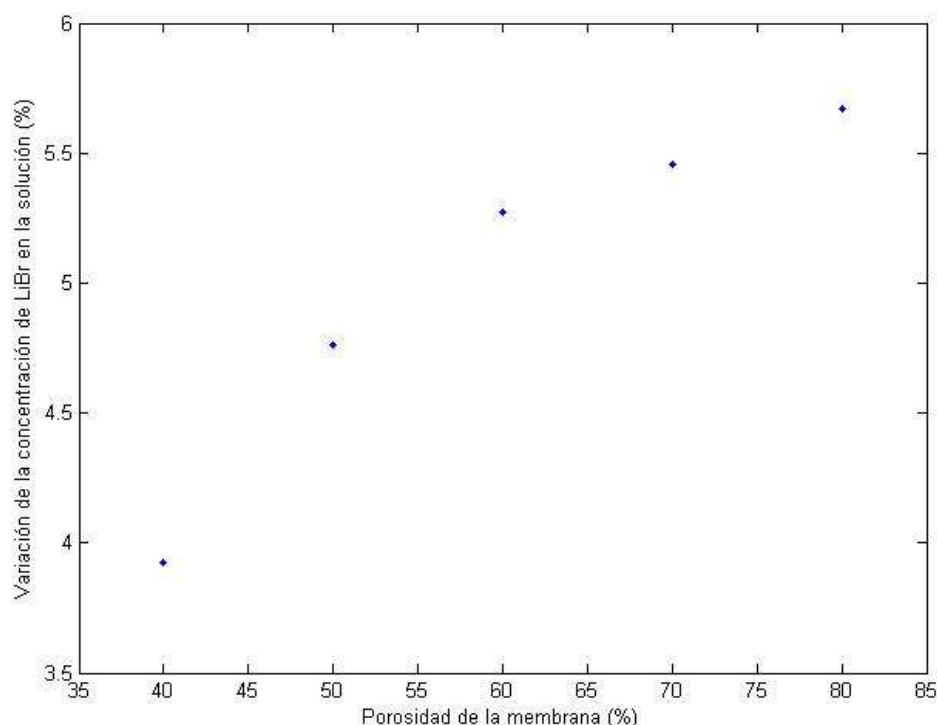
En general, todos los parámetros geométricos de la membrana tendrán una influencia sobre la transferencia de masa, facilitando o empeorando la misma de manera que se generen tendencias previsibles. La importancia de estos estudios radica en la intensidad con que esta transferencia de masa se ve alterada para poder predecir los resultados y diseñar el generador de la forma más óptima posible

#### 7.1.4 Caso C

Otro parámetro geométrico importante de la membrana es su porosidad, es decir, porcentaje de su volumen ocupado por poros. Este estudio se puede imaginar bastante similar al de la influencia del diámetro de poro, pues finalmente ambos varían el área de paso del vapor a través de la membrana.

La Figura 7.8 confirma este hecho donde no solo se observa una tendencia similar a la gráfica del diámetro de poro, sino también unos valores del mismo orden. En este caso se podría determinar una variación máxima de concentración de aproximadamente 5.8%.

Como en casos anteriores, se han ajustado los valores de la porosidad a los ejemplos de membranas comerciales, siendo los rangos los reales de aplicación.

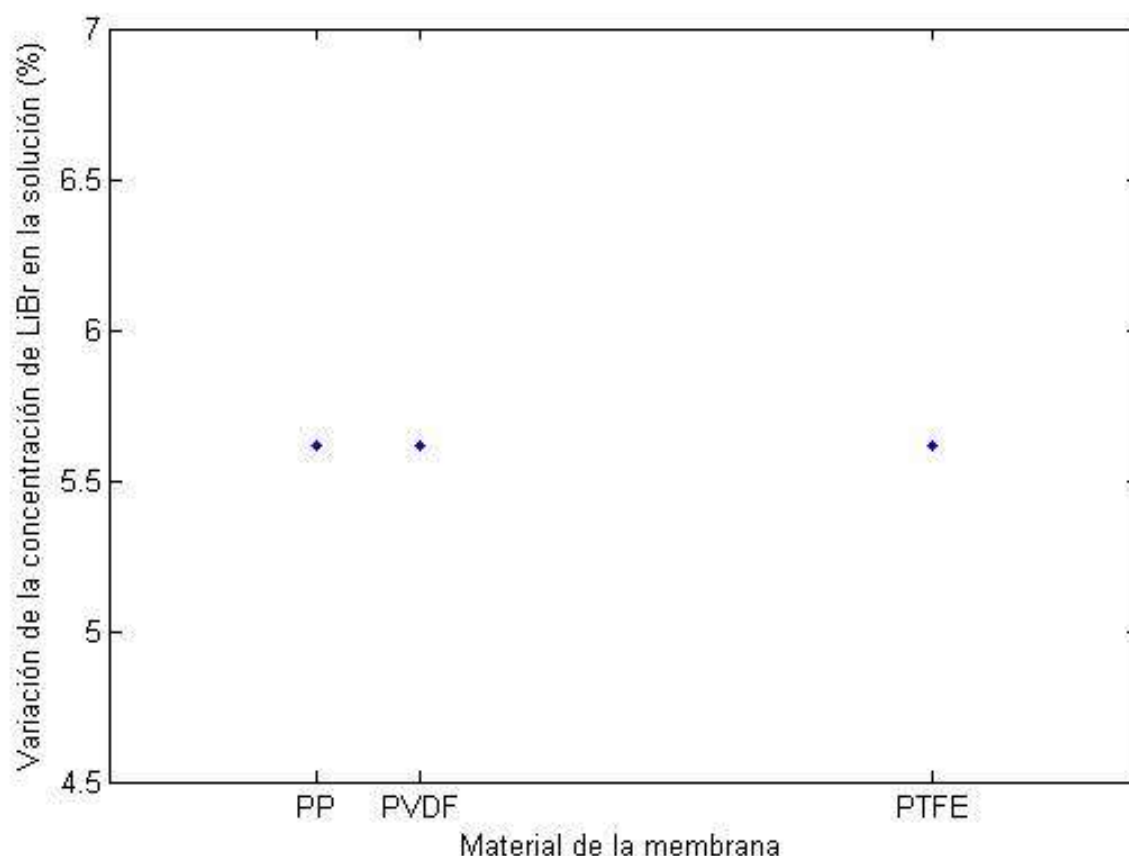


**Figura 7.8 Influencia de la porosidad de la membrana en la variación de la concentración de LiBr en la solución.**

### 7.1.5 Caso D

Para terminar con el estudio de los parámetros geométricos de la membrana, analizamos el material de la misma. A lo largo del capítulo 4 se han mostrado los diferentes materiales que se usan para el proceso de desorción y concretamente para la aplicación de este proyecto. Tal búsqueda determinó los siguientes como los materiales a utilizar y comercialmente disponibles: polipropileno (PP), politetrafluoroetileno (PTFE), y fluoruro de polivinilideno (PVDF).

En este análisis de sensibilidad se determinará la influencia de utilizar membranas de uno u otro material y si este parámetro resulta crítico en el estudio. Resulta de gran ayuda, pues las membranas de estas aplicaciones, como se ha expuesto en el capítulo 4, no son especialmente económicas, por lo tanto, el rendimiento de cada una será el otro gran factor a tener en cuenta a la hora de su elección.



**Figura 7.9 Influencia del material de la membrana en la variación de la concentración de LiBr en la solución.**

La Figura 7.9 muestra que variar el material de membrana, entre las 3 opciones de la literatura, no implica cambio alguno en el generador. Para los 3 casos se mantiene la misma variación en la concentración de 5.62%, por lo tanto queda claro que el uso indistinto de cualquier tipo de los materiales mencionados es un factor totalmente irrelevante. Para no generar duda, recordar al lector que además la membrana debe ser hidrófoba, cualidad determinante para no dejar pasar el líquido a través de ella, y sí el refrigerante en fase vapor.

Dentro del modelo termodinámico, el hecho de utilizar un tipo de membrana u otro modificaba únicamente la conductividad térmica de la misma, pues todos estos materiales encontrados en el mercado dan rangos de funcionamiento que abarcan sobradamente los rangos de operación del generador.

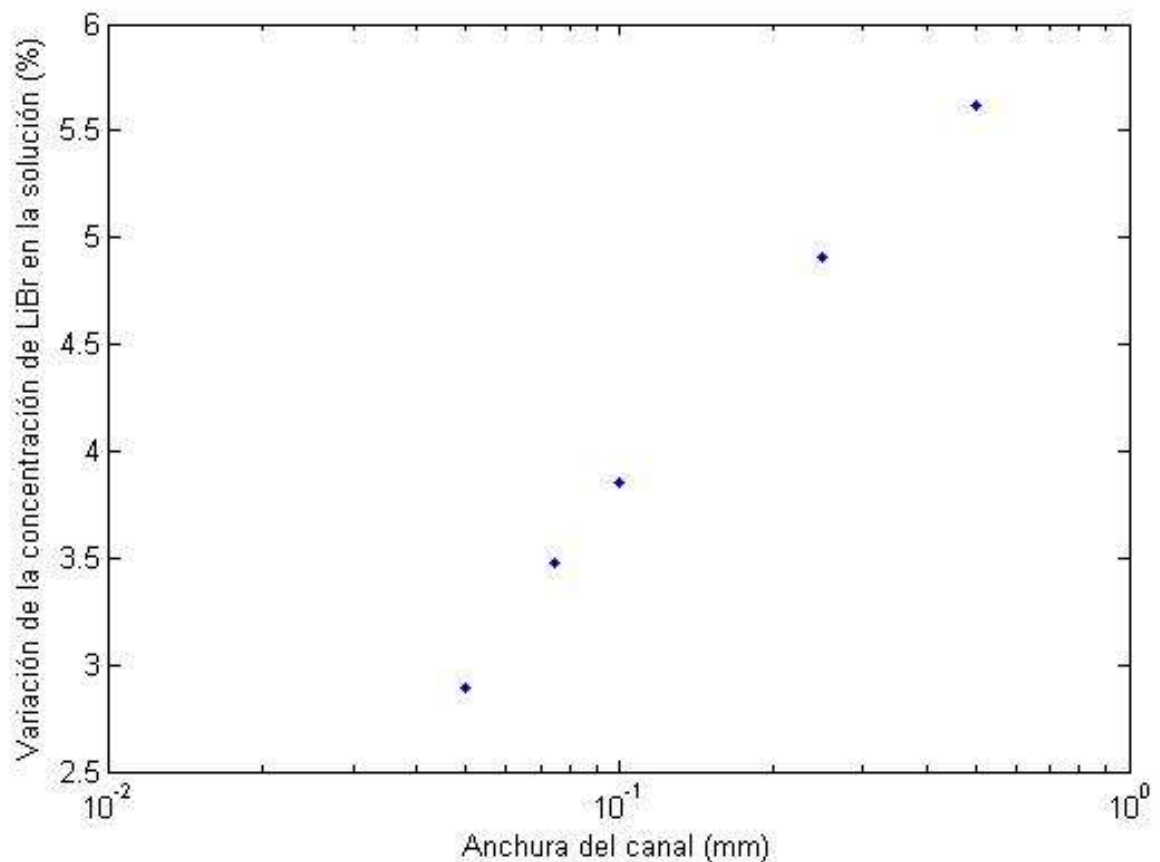
Este hecho reducirá los criterios de búsqueda de membranas para esta aplicación en, por un lado el precio, el factor económico siempre es crítico para el diseño experimental de cualquier dispositivo, y por otro lado que cumpla los parámetros geométricos que hemos analizado que dan un mejor funcionamiento al generador.

### 7.1.6 Caso E

Una vez finalizado el estudio de la influencia de los parámetros geométricos de la membrana, se busca analizar la influencia de otro parámetro geométrico, pero esta vez del generador en sí: el ancho del canal.

Para esta gráfica, al igual que para otras que se exponen más adelante, se ha decidido tomar el eje “x” como logarítmico, debido a que al parámetro sometido a estudio se le ha ido variando órdenes de magnitud.

En este estudio, como en futuros, se ha debido tener cuidado con no entrar en flujo turbulento. Para ciertos valores de anchura de canal, muy pequeños, del orden de 0.01mm, al permanecer el flujo másico constante al *caso STANDARD*, se pasaba de flujo laminar a turbulento. Esto resultaba relativamente sencillo de destacar, pues los resultados de actuación del generador se disparaban dando valores notablemente distintos.



**Figura 7.10 Influencia de la anchura del canal en la variación de la concentración de LiBr en la solución**

La Figura 7.10 demuestra cómo al aumentar la anchura del canal aumenta la variación de concentración LiBr en la solución. Esto se debe a que aumentando el ancho del canal aumenta el área de transferencia de calor, siendo este un parámetro muy relevante en el modelo. Así podemos ver como la elección de un canal de orden 0.1mm frente a uno de algo menos de 1 mm supone una diferencia de variación de concentración de algo más de un 2.5%.

Volviendo al análisis de la anchura del canal, se observa una tendencia lineal.

A la hora de diseñar el generador, es preciso tener en cuenta que pocos canales de mayor área no tendrían por qué dar mejores resultados que un intercambiador de muchos microcanales. Se anima a que trabajos futuros estudien la influencia de estos dos factores, pues este proyecto ha pretendido demostrar la viabilidad de esta tecnología mediante la modelización de un único canal de solución-refrigerante.



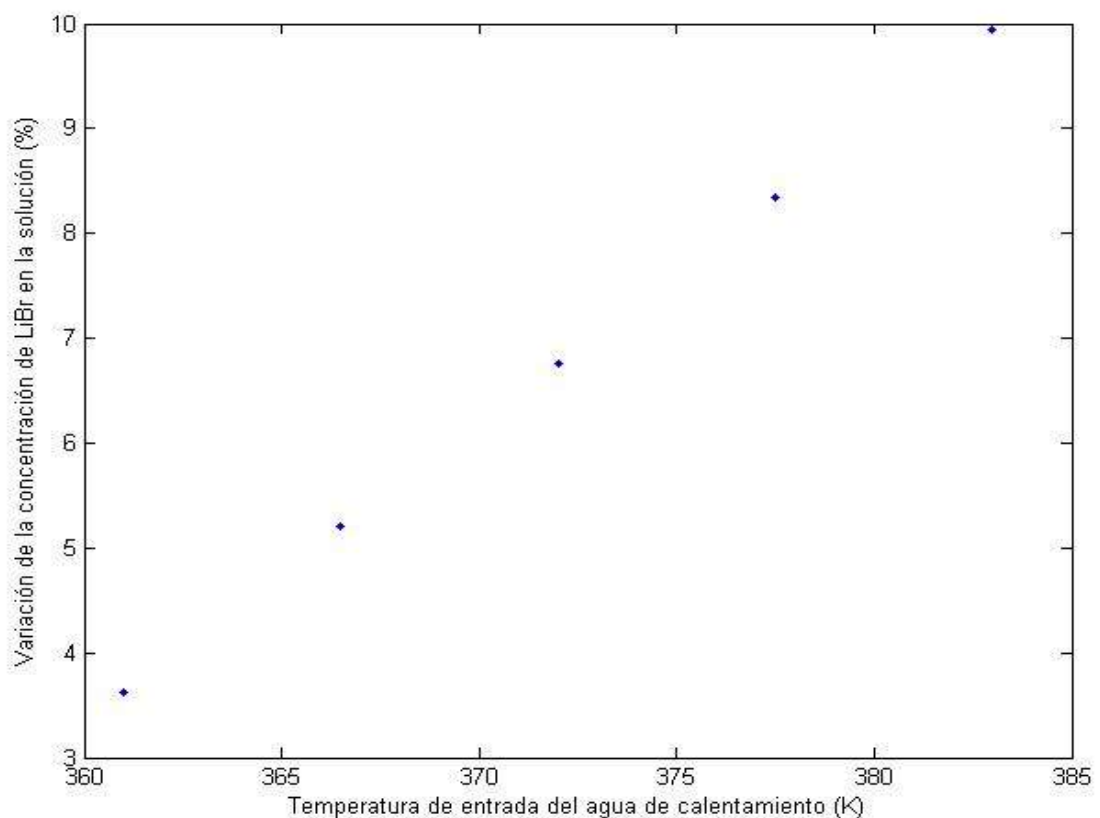
### 7.1.7 Caso F

Al introducirse el proyecto en este punto, deja atrás los análisis de sensibilidad de los parámetros geométricos del modelo, para adentrarse en los parámetros operativos.

En este primer caso de estudio de parámetros operativos, se analiza la influencia de la temperatura de entrada del agua de calentamiento frente a la variación de la concentración de LiBr en la solución.

Resulta lógico pensar que a medida que aumente la temperatura del agua de calentamiento, la cual actúa como energía de entrada al proceso, los resultados de variación de concentración aumentarán.

Como ratifica la Figura 7.11, al aumentar esta temperatura de entrada de agua de calentamiento, aumenta la energía transferida a la solución, por lo tanto la ebullición se producirá antes, aumentando así el caudal de vapor separado de la solución que pasa a ser refrigerante. Todo esto deriva en una solución aguas abajo del generador mucho más rica en LiBr, lo cual da la capacidad de generar potencias frigoríficas mayores.



**Figura 7.11 Influencia de la temperatura de entrada de agua de calentamiento en la variación de la concentración de LiBr en la solución**

Se observa una tendencia ascendente y lineal, donde los valores de variación de concentración demuestran la importancia de este parámetro en el rendimiento de la máquina.

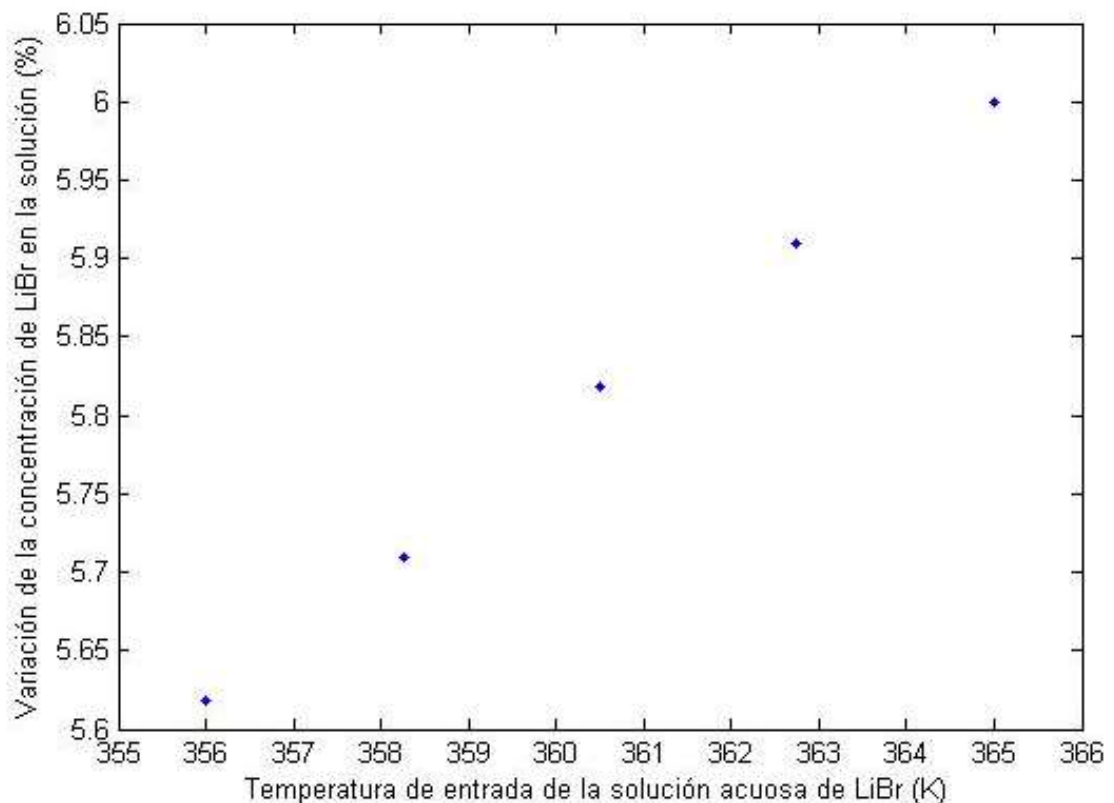
Estas conclusiones requieren hacer un alto para no precipitarse. Es cierto y lógico que cuando se introduzca energía de mayor nivel térmico al generador, mejores rendimientos proporcionará este, sin embargo, este no es tanto un parámetro de diseño como de estudio. Si por algo se caracterizan las máquinas de absorción frente a las de compresión, como se ha expuesto a lo largo de toda la introducción teórica de la que consta este proyecto, es por su capacidad para funcionar con energías residuales, gratuitas. Por lo tanto este parámetro de temperatura de entrada de agua de calentamiento, en este caso, no se podrá alterar a gusto del diseñador, sino que dentro de unos rangos, vendrá dado por la aplicación de la que tomemos la energía residual o renovable

Por todo esto, lo ideal sería encontrar una energía residual que aportara la mayor cantidad de energía al más alto nivel térmico posible. Algunas opciones han sido expuestas en el capítulo 3.

### **7.1.8 Caso G**

Una vez analizada la temperatura de entrada de agua de calentamiento, resulta necesario el estudio de la otra temperatura característica de entrada del modelo: la temperatura de entrada de la solución.

Observando la Figura 7.12 se ve cómo aunque la tendencia es similar al anterior análisis de sensibilidad, lineal ascendente, la pendiente resulta menor. Esto lleva a deducir que la influencia de la temperatura de entrada de la solución es relativamente menor que la de entrada del agua de calentamiento. Se puede deber a que al aumentar la temperatura de solución se aproxima a la de agua de calentamiento, disminuyendo la diferencia de temperaturas y por lo tanto, según la Ecuación de Enfriamiento de Newton afirma, la transferencia de calor.



**Figura 7.12 Influencia de temperatura de entrada la solución en la variación de la concentración de LiBr en la solución**

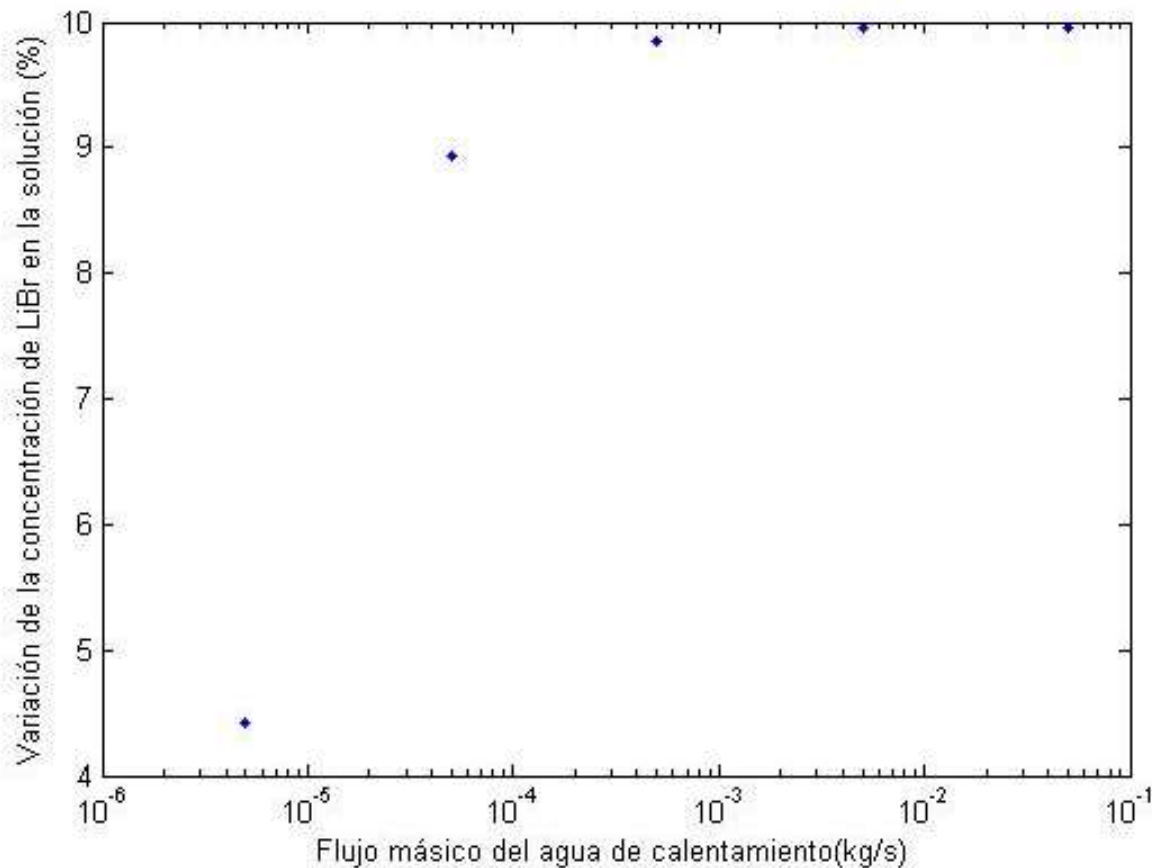
Un aumento en la temperatura de solución, al igual que en la de agua de calentamiento, aumenta la temperatura de equilibrio a la que terminan tendiendo todos los fluidos del modelo, mejorando así el rendimiento de la máquina.

Como conclusión, tras observar los análisis de estos dos parámetros térmicos se confirma que mayores temperaturas de entrada facilitan el proceso de desorción y con ello el caudal total de vapor separado, dando así potencias frigoríficas mayores.

### 7.1.9 Caso H

Junto a la temperatura, el otro parámetro operativo crítico en el funcionamiento de una máquina de absorción es el flujo másico.

La siguiente imagen, Figura 7.13 muestra la sensibilidad de la variación de concentración frente al flujo másico de agua de calentamiento, fijando el eje de este último en escala logarítmica.



**Figura 7.13 Influencia del flujo másico de agua de calentamiento en la variación de la concentración de LiBr en la solución**

Se puede comprobar cómo a medida que aumenta el caudal másico aumenta la variación de concentración de solución. Esto se debe a que existe una mayor transferencia de calor, derivada del aumento de velocidad.

Se puede observar una tendencia exponencial, donde existe un claro máximo de variación de concentración en torno al 10% y un posible óptimo de caudal másico sobre los 0.0005 kg/s.

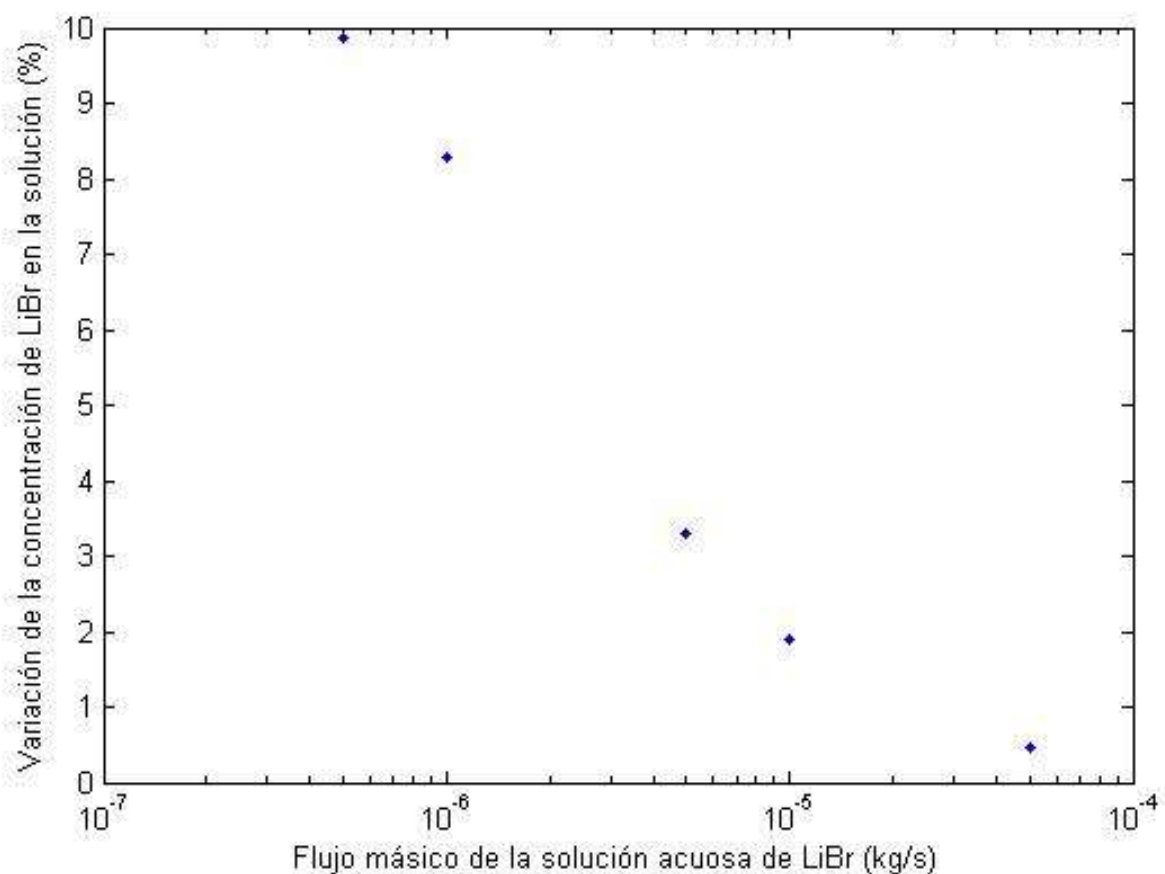
Al igual que en estudios anteriores, ha sido necesario tener cuidado de no entrar en flujo turbulento.

Se puede apreciar la sensibilidad de la variación de concentración en la solución a este parámetro, observando el amplio rango de valores que el primero llega a tomar.

### 7.1.10 Caso I

Siguiendo con el estudio de los flujos másicos de entrada al generador, se analiza a continuación el flujo másico de entrada de la solución.

La Figura 7.14 muestra cómo a medida que aumenta este parámetro, habiendo fijado su eje en escala logarítmica, disminuye la variación de concentración de LiBr. Para una temperatura de entrada y caudal de agua de calentamiento constantes, la cantidad de vapor de agua que se consigue separar de la solución permanece varía poco. Al incrementarse menos el flujo másico de refrigerante separado que el flujo másico de solución, existirá mayor cantidad de agua en la solución acuosa de LiBr, disminuyendo así la concentración final de la misma.

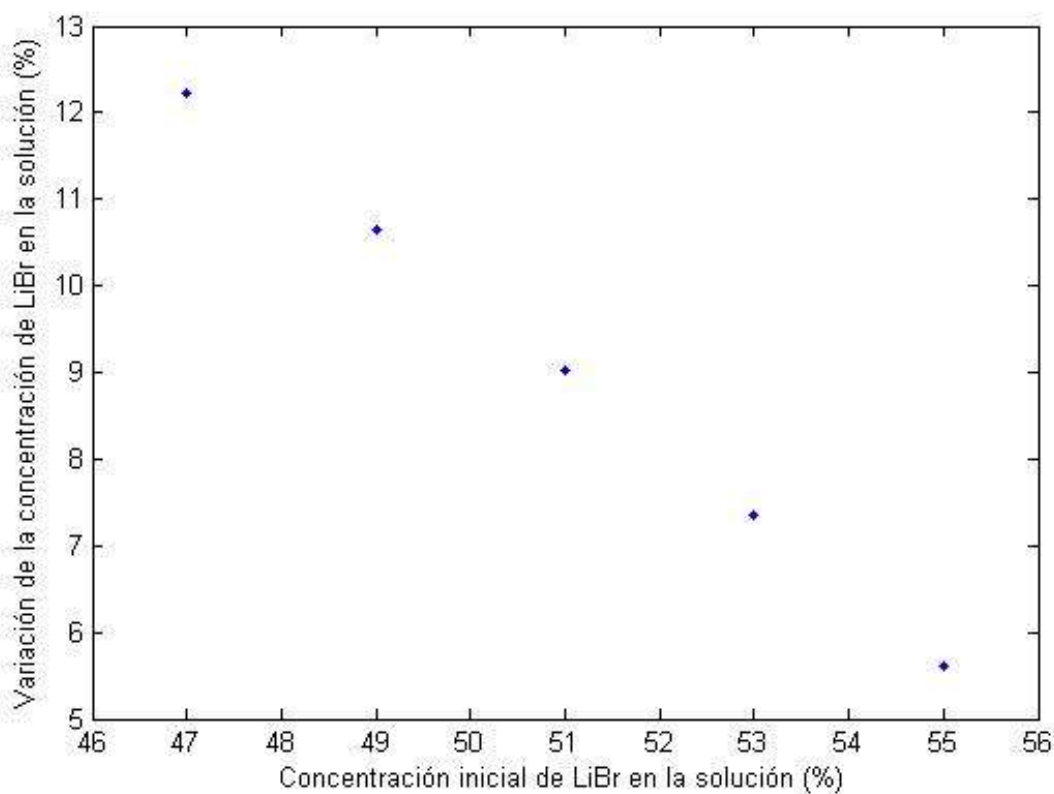


**Figura 7.14 Influencia del flujo másico de la solución en la variación de la concentración de LiBr en la solución**

Esta explicación confirma la evolución que expone la imagen, en la cual se observa una tendencia exponencialmente negativa. Además, como se ha visto tanto en este análisis como el anterior, la variable del flujo másico de entrada al generador tanto de solución como de agua de calentamiento, consigue variar notablemente los resultados del generador. En este último caso, lógicamente a menor flujo másico de entrada de solución al generador para una misma potencia calorífica de entrada, se consigue obtener mayores diferencias de concentración.

### 7.1.11 Caso J

Para finalizar, se estudia la influencia de la concentración inicial en el rendimiento del generador.



**Figura 7.15 Influencia de la concentración inicial de la solución en la variación de la concentración de LiBr en la solución**

La Figura 7.15 muestra cómo a mayor concentración la variación de concentración de LiBr en la solución disminuye. Este hecho hace deducir que la disminución de concentración inicial genera un mayor potencial de absorción, debido al aumento del gradiente de presión entre la solución y la fase vapor. En otros términos, cuando la concentración disminuye, la presión de vapor de la solución aumenta, por lo tanto, aumenta la diferencia de presiones entre ambos lados de la membrana, lo cual significa un aumento en la fuerza impulsora de transferencia de masa.

Se puede observar una tendencia negativa y lineal, donde el rango de valores que toma la variación de concentración de LiBr en la solución es elevado, por lo tanto, es un parámetro a tener muy en cuenta a la hora de diseñar el propio generador.



## **8. PRESUPUESTO**



## 8.1 TAREAS

Se han de diferenciar un conjunto de tareas que engloban el proyecto en su totalidad con la finalidad de poder establecer distintas políticas de precio en función de la importancia y dificultad de las mismas. Cada tarea se compondrá de un grupo de actividades, las cuales tendrán como punto en común el departamento o persona que es responsable de la misma.

Esta clasificación permitirá estimar un tiempo determinado para cada tarea, como se observa en la Tabla 8.1, y aplicándole la inversión correspondiente ligada a la misma, obtener un coste unitario de tarea. El sumatorio de cada coste unitario de tarea proporcionará un coste total aproximado para el personal. Aparte de éste, se estimarán otros costes relativos a material, licencias e indirectos.

Tarea	Tiempo(horas)
1. Estudio teórico	60
2. Documentación	40
3. Comunicaciones y reuniones	30
4. Programación Matlab	100
5. Preparación y ejecución de pruebas	85
6. Desarrollo Memoria	50
<b>TOTAL</b>	<b>365</b>

**Tabla 8.1 Tiempo abarcado para las diferentes tareas del proyecto**

Las tareas a realizar presentadas en la tabla se resumen de la siguiente manera:

1. Estudio teórico: tiempo empleado en estudiar los conceptos de transmisión de masa y energía empleados en el proyecto, así como de las bases de la climatización por absorción, entre otros conceptos.
2. Documentación: tiempo empleado en la búsqueda, lectura, comprensión, traducción y resumen de los artículos y documentos empleados para el desarrollo del proyecto.
3. Comunicaciones y reuniones: tiempo empleado tanto en las reuniones con la tutora para la discusión de determinadas incidencias como en la redacción y

lectura que el flujo de información con proveedores y distribuidores de membranas ha requerido.

4. Programación Matlab: tiempo empleado en el desarrollo del modelo matemático en lenguaje M.
5. Preparación y ejecución de pruebas: tiempo empleado en el estudio de la sensibilidad de distintos parámetros en el modelo, haciendo uso del programa en M desarrollado anteriormente. Análisis y comprensión de los resultados obtenidos. Estudio de tiempos de ejecución con el fin de devolver información a los responsables de la programación en Matlab y así tengan un feedback que les permita optimizar el programa.
6. Desarrollo Memoria: tiempo empleado en la escritura de la memoria, elaboración de figuras, tablas, diseño de la estructura del proyecto, etc.

Dadas las horas empleadas para el desarrollo del proyecto, asumiendo 8 horas diarias de trabajo equivale a 45 días laborables, es decir, aproximadamente 2 meses.

## 8.2 COSTES

Se divide el presupuesto en cuatro grupos principales: personal, material, licencias y costes indirectos.

### 8.2.1 Personal

Se describe en la Tabla 8.2 el salario en función del trabajo desempeñado.

Personal	€/h
Jefe de Proyecto	45
Programador	30
Analista	30
Documentación	20

**Tabla 8.2 Salario de trabajadores**

En la Tabla 8.3 se detalla el conjunto de horas dedicadas por empleado, el coste que tales horas suponen dependiendo del empleado que las abarca, y por último, el coste total de personal.

Tarea	Jefe de Proyecto	Programador	Analista	Documentación	TOTAL
Estudio Teórico	30	5	15	10	<b>60</b>
Documentación	30		5	5	<b>40</b>
Comunicaciones y reuniones	15	5	5	5	<b>30</b>
Programación Matlab		90	10		<b>100</b>
Preparación y ejecución de pruebas		10	75		<b>85</b>
Desarrollo Memoria	35	5	5	5	<b>50</b>
<b>Total horas</b>	<b>110</b>	<b>115</b>	<b>115</b>	<b>25</b>	<b>365h</b>
<b>Costes (€)</b>	<b>4950</b>	<b>3450</b>	<b>3450</b>	<b>500</b>	<b>12350 €</b>

**Tabla 8.3 Información de horas y costes salariales en función de tarea y responsable**

### 8.2.2 Material, licencia y costes indirectos

El material empleado para la realización del proyecto es un ordenador HP®Pavilion g6 con procesador Intel® Core™ i7-3632QM, CPU @ 2.20GHz, valorado en 799 euros.

La licencia de MATLAB®2008 necesaria para el desarrollo del proyecto es de 495 euros.

Dentro de los costes indirectos se incluyen coste de electricidad, conexión a internet, coste de las instalaciones cuyo valor asciende a 990 euros.

### 8.2.3 Resumen

Con los costes expuestos anteriormente, se resume en la Tabla 8.4 el valor bruto del proyecto.

Tipo	Coste (€)
Costes salariales	12350
Material	799
Licencia	495
C. indirectos	990
<b>TOTAL</b>	<b>14634</b>

**Tabla 8.4 Resumen de costes**

### 8.2.4 Costes totales

Para el desglose de los costes totales, resumido en la Tabla 8.5, se tiene en cuenta un riesgo del 5%, un beneficio del 15% y el valor correspondiente de I.V.A.

Tipo	Coste (€)
Total	14634.00
Riesgo	731.70
Beneficio	2195.10
IVA(21%)	3073.14
<b>COSTE TOTAL</b>	<b>20633.94 €</b>

**Tabla 8.5 Costes totales**

El proyecto tiene, por lo tanto, un valor total de **VEINTE MIL SEISCIENTOS TREINTA Y TRES CON NOVENTA Y CUATRO CÉNTIMOS DE EURO.**



## **9. CONCLUSIONES Y TRABAJOS FUTUROS**

## 9.1 CONCLUSIONES

En primer lugar se ha realizado un estudio sobre las máquinas de absorción, fijando las ideas y conocimientos ya existentes desarrollados a lo largo de la carrera universitaria. Se ha investigado de forma exhaustiva los experimentos e investigaciones previas en torno a la máquina de absorción y el proceso de destilación por membrana, donde se ha visto que es un tema poco estudiado hasta el momento, luego ha sido una tarea laboriosa.

Seguidamente se han buscado posibles membranas para esta aplicación. Sin duda, son numerosas las organizaciones que se dedican a la fabricación y distribución de membranas, sin embargo, la finalidad de esta aplicación en concreto ha dificultado tal búsqueda. Determinadas propiedades y características son requeridas, y finalmente se ha conseguido encontrar ejemplos que serían válidos.

El desarrollo del modelo matemático y la búsqueda de correlaciones necesarias han supuesto la parte más delicada y de mayor dificultad del proyecto. Se han comprobado los resultados de todas las correlaciones con bases de datos termodinámicas, y aunque se ha corroborado la validez de cada una, se anima a trabajos futuros a mejorar las ya existentes, como se expone en el apartado siguiente.

Tras la presentación de los resultados y las diferentes pruebas realizadas para tratar de entender lo mejor posible el funcionamiento del generador de una máquina de absorción mediante el uso de membranas, se pueden mencionar ciertos puntos de interés que se han logrado desarrollar y descifrar en este proyecto.

En primer lugar, se ha conseguido demostrar la viabilidad de esta tecnología, desarrollando un modelo e implementándolo mediante un programa matemático computarizado que nos ha devuelto resultados satisfactorios. De todas formas, estos resultados dependen en gran manera de las correlaciones tomadas, las cuales forman una parte decisiva en el cuerpo del estudio. Estas correlaciones se adecuan para todos los casos, pero podría realizarse una búsqueda más estricta que las relacionara más fielmente al proceso que se está describiendo, por lo que sin duda, es un punto cuya mejoría puede dar resultados mucho más completos.

De cualquier modo, como se ha comentado, se ha conseguido determinar el tipo de comportamiento que se produce en el seno del generador. Se ha podido apreciar cómo la mayor parte de la variación de concentración se produce en los instantes iniciales, siendo así capaces de fijar una longitud óptima para un posible diseño experimental.

Se ha podido determinar el conjunto de cambios y variaciones más importantes en torno al funcionamiento del generador, y se ha comprobado que los resultados esperados concuerdan con lo obtenido, dando la posibilidad a su vez de prever la actuación del generador en distintas condiciones de operación.

Con todos los resultados obtenidos, se concluye con la satisfacción de haber podido predecir el comportamiento que cabe esperar de un generador, actuando en coflujo con mezcla LiBr-agua como fluido de trabajo y mediante el uso de membranas.

Finalmente, se ha realizado un estudio sobre los costes y el presupuesto que supondría una investigación de este calibre. Como en todo proyecto, el factor económico es uno crítico y su análisis resulta esencial para hacerse una idea de los recursos necesarios.

## 9.2 TRABAJOS FUTUROS

Partiendo de las conclusiones obtenidas en este proyecto, existen ciertos puntos donde se puede mejorar tanto el modelo, como el código, haciendo de este estudio una investigación más exacta y por lo tanto una obtención más rigurosa y precisa de sus resultados.

El proyecto, como bien es sabido, se centra en el generador de una máquina de refrigeración por absorción utilizando membranas y actuando en coflujo. Para empezar, se podría incluir el condensador en el estudio, de forma que se estudiase de forma conjunta el proceso de ebullición del generador y el de condensación. De esta manera, se formaría una mezcla bifásica en la mitad superior del canal (la membrana separa al refrigerante, que circula a través de mitad superior, de la solución, que circula por la mitad inferior) que incluye solución y refrigerante, y serían precisas nuevas correlaciones. En segundo lugar, algunas correlaciones utilizadas en el código aun siendo altamente precisas, podrían ajustarse de forma más exhaustiva al formato de generador modelizado. Por esto, una búsqueda y mejora de las correlaciones utilizadas aportaría una mayor firmeza a los resultados obtenidos. Relacionado con esto sale a la luz otro punto de mejora: el programa matemático computacional utilizado. Claramente, existen programas mucho más adecuados para la modelización realizada que Matlab, algunos incluso tienen intrínsecas la mayor parte de correlaciones utilizadas, por lo que el problema anterior se vería resuelto. Por último, se ha realizado el estudio en coflujo, obteniéndose unos resultados que podrían ser notablemente mejores si se realiza en contracorriente pues la transferencia de calor es mayor. Esto, sin duda, aporta un grado extra de complejidad a la implementación del modelo.

En cuanto a transferir los resultados teóricos a la práctica, todavía hay un gran camino por recorrer, sin embargo, la Universidad Carlos III de Madrid está iniciando un proyecto con el fin de desarrollar un prototipo experimental en torno a la temática en que se centra este proyecto. Se espera que tanto los resultados obtenidos en diferentes proyecto teóricos organizados por tal universidad, entre los que éste se incluye, como los resultados de la parte experimental que se realizará próximamente permitan conseguir un notable avance en el estudio de los sistemas de climatización, y más concretamente, en el de las máquinas de absorción.





## **10. BIBLIOGRAFIA**

- [1] Cano Marcos J. M. "Refrigeración por absorción. Interés energético e impacto ambiental". Consultado 09/2014
- [2] Cerezo J. "Estudio del proceso de absorción con amoniaco-agua en intercambiadores de placas para equipos de refrigeración por absorción". PhD Thesis, Universitat Rovira i Virgili de Tarragona, 2006. Consultado 09/2014
- [3] Fernández Pino, Fernando. "Análisis de los sistemas de refrigeración solar por adsorción". PFC, Universidad de Sevilla, 2011. Consultado 09/2014
- [4] G.A. Florides, S.A. Kalogirou, S.A. Tassou, L.C. Wrobel, "Design and construction of a LiBr-water absorption machine", Energy Conversion and Management Vol.44 (2003) Pages 2483-2508. Consultado 11/2014
- [5] García Aliñana, Daniel. "Instalaciones de refrigeración y aire acondicionado", 2007. Consultado 09/2014
- [6] J.V.Sengers and B. Kamgar-Parsi, "Representative Equations for the Viscosity of Water Substance", J.Phys. Chem. Ref. Data, Vol. 13, No. 1, 1984. Consultado 11/2014
- [7] Jonathan D. Throu, James A. Liburdy, Deborah V. Pence, "Microchannel membrane separation applied to confined thin film desorption", Experimental Thermal and Fluid Science Vol.. 30 (2006) Pages 713-723. Consultado 10/2014
- [8] Li-Zhi Zhang, "A fractal model for gas permeation through porous membranes", International Journal of heat and Mass Transfer Vol. 51 (2008) Pages 5288-5295. Consultado 10/2014
- [9] M.M. Shah, "A general Correlation for Heat Transfer During Film Condensation Inside Pipes", International Journal of Heat Mass Transfer. Vol 22, Pages. 547-556. Consultado 11/2014
- [10] Masao Sudoh, Katuya Takuwa, Hiroshi Iizuka, Kotoku Nagamatsuya, "Effects of thermal and concentration boundary layers on vapor permeation in membrane distillation of aqueous lithium bromide solution", Journal of Membrane Science Vol. 131 (1997) Pages 1-7. Consultado 11/2014
- [11] Mohamed Khayet, "Desalination by Membrane Distillation", Encyclopedia of Life Support Systems (EOLSS) Consultado 10/2014
- [12] Nayef Ghasem, Mohamed Al-Marzouqi, Ali Duidar, "Effect of PVDF concentration on the morphology and performance of hollow fiber membrane employed as gas-liquid membrane contactor for CO<sub>2</sub> absorption" Separation and Purification Technology Vol.98 Pages (2012) 174-185. Consultado 10/2014
- [13] P.T. Tsilingiris, "Thermophysical and transport properties of humid air at temperature range between 0 and 100°C", Energy Conversion and Management Vol. 49 (2008) Pages 1098-1110. Consultado 11/2014

- [14] R.W. Schofield, A.G. Fane and C.J.D. Fell, "Gas and Vapour Transport Through Microporous Membranes. I. Knudsen-Poiseuille Transition", *Journal of Membrane Science* Vol. 53 (1990) Pages 159-171. Consultado 11/2014
- [15] Rasool Nasr Isfahani, Abdy Fazeli, Sajjad Bigham, Saeed Moghddam, "Physics of lithium bromide (LiBr) solution dewatering through vapor venting membranes", *International Journal of Multiphase Flow* Vol. 58 (2014) Pages 27-38. Consultado 11/2014
- [16] Rasool Nasr Isfahani, Karthikeyan Sampath, Saeed Moghaddam, "Nanofibrous membrane-based absorption refrigeration system", *International Journal of Refrigeration* Vol. 36 (2013) Pages 2297-2307. Consultado 10/2014
- [17] S.B.Riffat, S. Wu, B.Bol, "Pervaporation membrane process for vapour absorption system", *International Journal of Refrigeration* Vol. 27 (2004) Pages 604-611. Consultado 10/2014
- [18] Shitara, A. y N. Nishiyama. "Study on heat transfer of plate-fin type generator for absorption machine". 19th International congress of refrigeration (1995)
- [19] Treybal R. "Operaciones de Transferencia de Masa". Consultado 11/2014
- [20] Yoon Jo Kim, Yogendra K. Yoshi, Andrei G. Fedorov, "An absorption based miniature heat pump system for electronics cooling", *International Journal of Refrigeration* Vol.31 (2008) Pages 23-33. Consultado 11/201
- [21] Zanshe Wang, Zhaolin Gu, Shiyu Feng, Yun Li, "Application of vacuum membrane distillation to lithium bromide absorption refrigeration system, *International Journal of Refrigeration* Vol. 32 (2009) Pages 1587-1596. Consultado 10/2014
- [22] ACCUREL. [www.membrana.com/index.php/filtration-membranes-241/accurel-membrane](http://www.membrana.com/index.php/filtration-membranes-241/accurel-membrane). Consultado 10/2014
- [23] ADVANTEC. [www.advantecmfs.com/catalog](http://www.advantecmfs.com/catalog). Consultado 10/2014
- [24] ANOW. [es.anow.com.cn/product-php?plist/31/3](http://es.anow.com.cn/product-php?plist/31/3). Consultado 10/2014
- [25] ASHRAE HANDBOOK FUNDAMENTALS (2005) ISBN 1-931862-71-0. Consultado 10/2014
- [26] EMPRESA EFICIENTE. [www.empresaeficiente.com/es/catalogo-de-tecnologias](http://www.empresaeficiente.com/es/catalogo-de-tecnologias). Consultado 09/2014
- [27] ENDESA [www.endesaeduca.com/Endesa\\_educa/recursos-interactivos/el-uso-de-la-electricidad/xxv.-la-energia-electrica-y-el-medio-ambiente](http://www.endesaeduca.com/Endesa_educa/recursos-interactivos/el-uso-de-la-electricidad/xxv.-la-energia-electrica-y-el-medio-ambiente). Consultado 09/2014
- [28] ELAPLAS [www.elaplas.es/wp-content/uploads/ptfe.pdf](http://www.elaplas.es/wp-content/uploads/ptfe.pdf). Consultado 09/2014
- [29] INDUSTRIAS JQ [www.jq.com.ar/Imagenes/Productos/Polipropileno](http://www.jq.com.ar/Imagenes/Productos/Polipropileno) Consultado 09/2014

[30] MEMBRANE SOLUTIONS. [www.membrane-solutions.com](http://www.membrane-solutions.com). Consultado 10/2014

[31] RTVE [www.rtve.es/noticias/20140507/espana-tercer-pais-mas-redujo-emisiones-co2-2013-segun-eurostat/934164.shtml](http://www.rtve.es/noticias/20140507/espana-tercer-pais-mas-redujo-emisiones-co2-2013-segun-eurostat/934164.shtml) Consultado 09/2014

[32] SIGMA-ALDRICH. [www.sigmaaldrich.com/catalog/](http://www.sigmaaldrich.com/catalog/). Consultado 10/2014

[33] TECNOLOGÍAS DE LOS PLÁSTICOS  
[tecnologiadelosplasticos.blogspot.com.es/2011/08/polifluoruro-de-vinilideno-pvdf.html](http://tecnologiadelosplasticos.blogspot.com.es/2011/08/polifluoruro-de-vinilideno-pvdf.html)  
Consultado 09/2014

[34] UNIVERSIDAD DE ISLAS BALEARES  
[www.uib.cat/facultat/ciencies/prof/victor.martinez/reerca/jornades/](http://www.uib.cat/facultat/ciencies/prof/victor.martinez/reerca/jornades/)  
Consultado 09/2014

[35] WIKIPEDIA.  
[es.wikipedia.org/wiki/Refrigeraci%C3%B3n\\_por\\_absorci%C3%B3n](http://es.wikipedia.org/wiki/Refrigeraci%C3%B3n_por_absorci%C3%B3n)  
Consultado 09/2014



# 11. ANEXO

## 11.1 CÓDIGO MATLAB MODELIZACIÓN GENERADOR DE MÁQUINA DE ABSORCIÓN ACTUANDO EN COFLUJO MEDIANTE EL USO DE MEMBRANA EN EL GENERADOR

```
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%TECNOLOGÍA DE MEMBRANAS%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%GENERADOR%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
```

```
%Información importante a lo largo del código%
%Todos los parámetros y fórmulas están en unidades de S.I
%X=Fracción molar
%x=Fracción másica

%%Definición de los parámetros invariables a lo largo del
programa%%

%%GENERADOR%%
%Ancho del generador%
W=0.05;
%Longitud del generador%
L=0.1;

%%CANAL%%
%Anchura del canal%
chwidth=0.0005;
%Profundidad del canal%
chdepth=0.0003;
%Longitud del canal%
chlength=L;
%Area%
Area=chwidth*chdepth;
%Perimetro mojado%
Pm=2*(chwidth+chdepth);
%Longitud Caracterisitca%
Lc=4*Area/Pm;

%%MEMBRANA%%
%Espesor%
espesorm=100*10^(-6);
%Porosidad%
porosidadm=0.75;
%Radio de poro%
radiom=0.45*10^(-6);
%Tortuosidad%
tortuosidadm=(2-porosidadm)^(2)/porosidadm;
```

```
%Conductividad térmica del PVDF (material escogido para realizar  
la simulación)%  
kmem=0.2;
```

```
%%FLUIDOS%%  
%Peso molar Refrigerante agua%  
M=0.01801528;  
%Peso molar Absorbente LiBr%  
MLB=0.086845;  
%Peso molar disolución%  
Mdis=M+MLB;
```

```
%%Cálculo de Nusselt para agua de calentamiento y solución  
CORRELCIÓN SHAH y LONDON%%  
%Aspect Ratio%  
AR=chwidth/chdepth;  
Nu=8.235*(1-2.042*AR+3.085*AR^(2)-2.477*AR^(3)+1.058*AR^(4)-  
0.186*AR^(5));
```

```
%%Parámetros operativos%%  
%Presión de referencia%  
Pref=5000;  
%Presión ambiente%  
Pamb=101325;  
%Flujo másico agua de calentamiento%  
mh=0.000008;  
%Número de volúmenes de control realizados a lo largo de la  
iteración%  
divisiones=200;  
%Constante de los gases ideales%  
R=8.314;  
%Longitud de cada volumen de control%  
dz=L/divisiones;  
%Perímetro de cada volumen de control%  
perim=chwidth*dz;  
%Para Pref=5kPa --> Tsat=306.02  
%Entalpía vapor saturado%  
hvs=2560700;  
%Entalpía líquido saturado%  
hls=137740;
```

```
%%Definición de los parámetros variables a lo largo del  
programa%%
```

```
%Flujo másico inicial de la solución%  
ms(1)=0.0000023;  
%Flujo másico inicial de refrigerante%  
mr(1)=0.00000042;  
%Temperatura inicial de agua de calentamiento%  
Th(1)=368;  
%Temperatura inicial de solución%  
Ts(1)=356;
```

```

%Temperatura inicial de refrigerante%
Tr(1)=350;
%Concentración inicial de LiBr en la solución%
x(1)=0.55;

%Inicialización de la Temperatura de solución propuesta%
Tsmit(1)=358;

%%%%Bucle que estudia toda la longitud del generador- condensador
a través
%%%%de los determinados volúmenes de control%%%%

%Para todos los volúmenes de control%
for n=1:divisiones

%%%%Cálculo de parte de los parámetros de los fluidos%%%%

%%AGUA DE CALENTAMIENTO%%
%Entalpía CORRELACIÓN FLORIDES%
if n==1
PsatThh(n)=0.000000000002*(Th(n)-273)^(6)-0.000000003*(Th(n)-
273)^(5)+0.0000002*(Th(n)-273)^(4)+0.00003*(Th(n)-
273)^(3)+0.0014*(Th(n)-273)^(2)+0.0444*(Th(n)-273)+0.6108;
PsatTh(n)=PsatThh(n)*1000;
hlsTh(n)=(0.00007238*(Th(n)-273)^(2)+4.18044594*(Th(n)-
273)+0.12837)*1000;
ih(n)=hlsTh(n)+10^(-3)*(Pref-PsatTh(n));
end
%Conductividad térmica CORRELACIÓN FLORIDES%
kh(n)=-6.5104167*10^(-10)*(Th(n)-273)^(4)+0.00000018923611*(Th(n)-
273)^(3)-2.671875*10^(-5)*(Th(n)-273)^(2)+0.0027103175*(Th(n)-
273)+0.5520119;
%Coeficiente de convección CORRELACIÓN SHAH Y LONDON%
hh(n)=Nu*kh(n)/Lc;

%%SOLUCION%%
%Calor específico a presión constante CORRELACIÓN FLORIDES%
Cps(n)=0.0976*(x(n)*100)^2-37.512*(x(n)*100)+3825.4;
%Conductividad térmica CORRELACIÓN FLORIDES%
k1(n)=-0.3081*(x(n)*100)/100+0.62979;
k2(n)=-0.3191795*(x(n)*100)/100+0.65388;
k3(n)=-0.291897*(x(n)*100)/100+0.59821;
D12(n)=(k2(n)-k1(n))*(Ts(n)-313)/20;
D13(n)=(k3(n)-k1(n))*(313-Ts(n))/20;
if Ts(n)>313
    ks(n)=k1(n)+D12(n);
else
    ks(n)=k1(n)+D13(n);
end

```



```

%Entalpía CORRELACIÓN FLORIDES%
sumA=(-2024.33+163.309*(x(n)*100)-
4.88161*(x(n)*100)^(2)+0.06302948*(x(n)*100)^(3)-
0.0002913704*(x(n)*100)^(4));
sumB=(18.2829-1.1691757*(x(n)*100)+0.03248041*(x(n)*100)^(2)-
0.0004034184*(x(n)*100)^(3)+0.0000018520569*(x(n)*100)^(4));
sumC=2.17*10^(-4);
if n==1
sumD=-33.1054264+0.13000636*(x(n)*100)+0.00097096*(x(n)*100)^(2);
sumE=(1.0090734-0.01377507*(x(n)*100)+0.000085131*(x(n)*100)^(2));
Tsxx(n)=(Ts(n)-273)*9/5+32;
if 0.7>x(n)>0.4
is(n)=(sumA+(Ts(n)-273)*sumB+(Ts(n)-273)^(2)*sumC)*1000;
else
is(n)=sumD*2326+Tsxx(n)*sumE*2326;
end
end
%Coeficiente de convección CORRELACIÓN SHAH Y LONDON%
hs(n)=Nu*ks(n)/Lc;
%Coeficiente de convección modificado CORRELACIÓN TREYBAL%
hsmod(n)=(ms(n)*Cps(n))/(1-exp(-ms(n)*Cps(n)/hs(n)));

%%REFRIGERANTE%%
%Densidad%
densr(n)=Pref*M/(R*Tr(n));
%Calor específico a presión constante CORRELACIÓN TSILINGIRIS%
Cpr(n)=(1.86910989-2.578421578*10^(-4)*(Tr(n)-
273)+1.941058941*10^(-5)*(Tr(n)-273)^(2))*10^(3);
%Viscosidad CORRELACIÓN TSILINGIRIS%
Tprim(n)=Tr(n)/647.27;
mu0(n)=1*10^(-6)*sqrt(Tprim(n))/(0.018583+0.0177624*Tprim(n)^(-
1)+0.0105287*Tprim(n)^(-2)-0.0036744*Tprim(n)^(-3));
densprim(n)=densr(n)/317.763;
ctea=[0.5132047,0.2151778,-0.2818107,0.1778064,-
0.04176610,0,0;0.3205656,0.7317883,-1.070786,0.4605040,0,-
0.01578386,0,0;1.241044,-1.263184,0.2340379,0,0,0;0,1.476783,0,-
0.4924179,0.1600435,0,-0.003629481;-
0.7782567,0,0,0,0,0;0.1885447,0,0,0,0,0];
for ctei=0:5
    for ctej=0:6
        mu1(n)=exp(densprim(n)*(ctea(ctei+1,cte)+1)*(Tprim(n)^(-1)-
1)^(cte+1)*(densprim(n)-1)^(cte)));
    end
end
mur(n)=mu0(n)*mu1(n);
%Conductividad térmica CORRELACIÓN FLORIDES%
kr(n)=(17.61758242+0.05558941059*(Tr(n)-273)+1.663336663*10^(-
4)*(Tr(n)-273)^(2))*10^(-3);
%Entalpía CORRELACIÓN FLORIDES%
if n==1
if Tr(n)<323.14

```

```

    PsatTrr(n)=0.000000000002*(Tr(n)-273)^(6)-0.0000000003*(Tr(n)-
    273)^(5)+0.0000002*(Tr(n)-273)^(4)+0.00003*(Tr(n)-
    273)^(3)+0.0014*(Tr(n)-273)^(2)+0.0444*(Tr(n)-273)+0.6108;
    PsatTr(n)=PsatTrr(n)*1000;
    hlsTr(n)=(0.00007238*(Tr(n)-273)^(2)+4.18044594*(Tr(n)-
    273)+0.12837)*1000;
    ir(n)=hlsT(n)+10^(-3)*(Pref-PsatTr(n));
else
    ir(n)=(-0.00125397*(Tr(n)-273)^(2)+1.88060937*(Tr(n)-
    273)+2500.559)*1000;
end
end
%Coeficiente de convección CORRELACIÓN SHAH Y LONDON + SHAH%
vr(n)=mr(n)/(Area*densr(n));
densrL(n)=0.000015451*(Tr(n)-273)^(3)-0.0059003*(Tr(n)-273)^(2)-
0.019075*(Tr(n)-273)+1002.3052;
murL(n)=0.000001*(0.000031538716146*(Tr(n)-273)^(4)-
8.913055428199999*10^(-3)*(Tr(n)-273)^(3)+0.9795876934*(Tr(n)-
273)^(2)-55.4567974*(Tr(n)-273)+1791.74424);
krL(n)=-6.5104167*10^(-10)*(Tr(n)-
273)^(4)+0.00000018923611*(Tr(n)-273)^(3)-2.671875*10^(-5)*(Tr(n)-
273)^(2)+0.0027103175*(Tr(n)-273)+0.5520119;
CprL(n)=0.000003216145833*(Tr(n)-273)^(4)-0.000798668982*(Tr(n)-
273)^(3)+0.0780295139*(Tr(n)-273)^(2)-3.0481614*(Tr(n)-
273)+4217.7377;
RerL(n)=densrL(n)*vr(n)*Lc/murL(n);
PrrL(n)=murL(n)*CprL(n)/krL(n);
Prr(n)=mur(n)*Cpr(n)/kr(n);
if (ir(n)>hvs)
    hr(n)=Nu*kr(n)/Lc;
elseif (ir(n)<hls)
    hr(n)=Nu*kr(n)/Lc;
else
    titulor(n)=(ir(n)-hls)/(hvs-hls);
    hL=0.023*RerL(n)^(0.8)*PrrL(n)^(0.4)*krL(n)/Lc;
    hr(n)=hL(n)*((1-titulor)^(0.8)+(3.8*titulor^(0.76)*(1-
    titulor)^(0.04))/Prr^(0.38));
end
%Coeficiente de convección modificado CORRELACIÓN TREYBAL%
hrmod(n)=(mr(n)*Cpr(n))/(1-exp(-mr(n)*Cpr(n)/hr(n)));

%%MEMBRANA%%
km(n)=(porosidadm/kr(n)+(1-porosidadm)/kmem)^-1;

%Inicializamos el error y j para cada volumen de control%
error=1;
j=0;

```

```
%%%%Bucle de cálculo de Tsm y Trm mediante proceso iterativo%%%%
```

```
while error>0.01
```

```
if n>1 & j==0
```

```
    Tsm(n)=Tsm(n-1);
```

```
end
```

```
Tsm(n)=Tsm(n);
```

```
%Flujo másico a través de la membrana CORRELACIONES SCHOFIELD +  
FLORIDES + KIM + ALI%
```

```
Aa(n)=(2*radm*porosidadm)/(3*tortuosidadm*R*Tr(n));
```

```
Bb(n)=(pi*radm^(2)*porosidadm)/(32*tortuosidadm*R*Tr(n));
```

```
u(n)=((8*R*Tr(n))/(pi*M))^(0.5);
```

```
landaL(n)=(2*mu(n)*R*Tr(n)/(Pref*M))*(pi*M/(8*R*Tr(n)))^(0.5);
```

```
Ll(n)=landaL(n)*Pref;
```

```
a(n)=M*u(n)*(Aa(n)+Bb(n)*Pref/Ll(n))/espesorm;
```

```
b(n)=(Bb(n)*Pref/Ll(n))/(Aa(n)+Bb(n)*Pref/Ll(n));
```

```
Xsm(n)=(1+(MLB/M)*(x(n)^(-1)-1))^(-1);
```

```
Xrm=0;
```

```
summA=-2.00755+0.16976*(x(n)*100)-
```

```
0.003133362*(x(n)*100)^(2)+0.0000197668*(x(n)*100)^(3);
```

```
summB=124.937-7.71649*(x(n)*100)+0.152286*(x(n)*100)^(2)-
```

```
0.0007959*(x(n)*100)^(3);
```

```
C=7.05;
```

```
D=-1596.49;
```

```
E=-104095.5;
```

```
PsatTsmm(n)=10^(C-(D^(2)-(2*E*summA)/((Tsm(n)-273)-
```

```
summB+273*summA)+D)^(2)/(4*E));
```

```
PsatTsm(n)=PsatTsmm(n)*1000;
```

```
Prm=Pref;
```

```
difP(n)=(PsatTsm(n)*(1-Xsm(n))-Prm*(1-Xrm))-(PsatTsm(n)*Xsm(n)-  
Prm*Xrm);
```

```
t(n)=0.5*(PsatTsm(n)+Prm)/Pref;
```

```
N(n)=a(n)*difP(n)*t(n)^(b(n));
```

```
%%TRANSFERENCIA DE MASA%%
```

```
dmr(n)=perim*N(n);
```

```
dms(n)=dmr(n);
```

```
ms(n+1)=ms(n)-dms(n);
```

```
%%BALANCE PARCIAL DE ENERGÍA%%
```

```
%Temperatura de refrigerante con membrana%
```

```
Trm(n)=(km(n)*Tsm(n)/espesorm+hrmod(n)*Tr(n))/(hrmod(n)+km(n)/espe  
sorm);
```

```
%Entalpía de refrigerante con membrana CORRELACIÓN FLORIDES%
```

```
if Trm(n)<312.5
```

```
    PsatTrmm(n)=0.000000000002*(Trm(n)-273)^(6)-
```

```
0.0000000003*(Trm(n)-273)^(5)+0.0000002*(Trm(n)-
```

```
273)^(4)+0.00003*(Trm(n)-273)^(3)+0.0014*(Trm(n)-
```

```
273)^(2)+0.0444*(Trm(n)-273)+0.6108;
```

```

    PsatTrm(n)=PsatTrmm(n)*1000;
    hlsTm(n)=(0.00007238*(Trm(n)-273)^(2)+4.18044594*(Trm(n)-
273)+0.12837)*1000;
    irm(n)=hlsTm(n)+10^(-3)*(Pref-PsatTrm(n));
else
    irm(n)=(-0.00125397*(Trm(n)-273)^(2)+1.88060937*(Trm(n)-
273)+2500.559)*1000;
end
%Temperatura de solución con membrana%
if 0.7>x(n)>0.4
p=[(sumC*dms(n)*1000),(sumB*dms(n)*1000-hs(n)*perim-
km(n)*perim/espesorm-546*sumC*dms(n)*1000),(hs(n)*perim*Ts(n)-
dms(n)*irm(n)+sumA*dms(n)*1000+km(n)*perim*Trm(n)/espesorm-
273*sumB*dms(n)*1000+74529*1000*sumC*dms(n))];
pp=roots(p);
Tsm(n)=min(pp);
else
Tsm(n)=(ms(n)-
ms(n+1))*irm(n)+km*perim*Trm(n)/espesorm+hs(n)*perim*Ts(n)-
2.326*sumD*(ms(n)-ms(n+1))+2.326*273*sumE*(ms(n)-
ms(n+1)))/(2.326*(ms(n)-
ms(n+1))*sumE+km(n)*perim/espesorm+hs(n)*perim);
end

%CÁLCULO DEL ERROR%
error=abs(Tsm(n)-Tsm(n));

j=j+1;

end

Tsm(n)=Tsm(n);

%Entalpía de solución con membrana%
Tsxxm(n)=(Tsm(n)-273)*9/5+32;
if 0.7>x(n)>0.4
ism(n)=(sumA+(Tsm(n)-273)*sumB+(Tsm(n)-273)^(2)*sumC)*1000;
else
ism(n)=(sumD+Tsxxm(n)*sumE)*2326;
end

%%%%TRANSFERENCIA DE MASA%%%%
dmr(n)=perim*N(n);
dms(n)=dmr(n);
ms(n+1)=ms(n)-dms(n);
mr(n+1)=mr(n)+dmr(n);
x(n+1)=(x(n)*ms(n))/ms(n+1);

%%%%BALANCE DE ENERGÍA%%%%
Twh(n)=(hh(n)*Th(n)+hs(n)*Ts(n))/(hh(n)+hs(n));
ih(n+1)=ih(n)+hh(n)*perim*(Twh(n)-Th(n))/mh;

```

```

is(n+1)=(hs(n)*perim*(Twh(n)-Ts(n))+hsmod(n)*perim*(Tsm(n)-
Ts(n))+(ms(n+1)-ms(n))*ism(n)+ms(n)*is(n))/ms(n+1);
ir(n+1)=(mr(n)*ir(n)+hrmod(n)*perim*(Trm(n)-Tr(n))+(-
mr(n)+mr(n+1))*irm(n))/mr(n+1);

%%%%Cálculo de Temperaturas Aguas Abajo%%%%

%Temperatura del agua de calentamiento%
v=[(-0.0000000000002),(0.0000000003),(-0.00000002),(-
0.00003),(0.07238-0.0014),(4180.44594-0.0444),(128.37+5-0.6108-
ih(n+1))];
vv=roots(v);
for y=1:6
    if 20<vv(y)<150
        Th(n+1)=vv(y)+273;
    end
end

%Temperatura de la solución%
if 0.7>x(n)>0.4
s=[sumC,(sumB-546*sumC),(sumA-is(n+1)*0.001+74529*sumC-273*sumB)];
ss=roots(s);
Ts(n+1)=max(ss);
else
Ts(n+1)=(is(n+1)-sumD*2326+1142996.4*sumE-
74432*sumE)/(sumE*4186.8);
end

%Temperatura del refrigerante%
if ir(n+1)<hls
q=[(-0.0000000000002),(0.0000000003),(-0.00000002),(-
0.00003),(0.07238-0.0014),(4180.44594-0.0444),(128.37+5-0.6108-
ir(n+1))];
qq=roots(q);
for y=1:6
    if 20<qq(y)<150
        Tr(n+1)=qq(y)+273;
    end
end
else
q=[(-0.00125397),(1.88060937),(2500.559-ir(n+1)*0.001)];
qq=roots(q);
for y=1:2
    if 20<qq(y)<150
        Tr(n+1)=qq(y)+273;
    end
end
end
end
end
end

```